Untersuchung der Rollenkettengetriebe und der Zahnkettengetriebe mit Berücksichtigung der Triebstockverzahnung.

Von der

Technischen Hochschule zu Breslau

zur

Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

genehmigte

Dissertation.

Vorgelegt von

Reichsbahnbauführer

Dipl.-Ing. Erich Geister

aus Bromberg-Schleusenau

Referent:
Prof. R. Krauß.

Korreferent:
Prof. Dr. Ing. C. Heinel.

Tag der mündlichen Prüfung: 25. Februar 1928.

R. UNIV.
BIBLIOTHEEK
LEIDEN

Meinen lieben Eltern
in Dankbarkeit gewidmet.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

I. Einleitung 7

1. Anlaß zur Arbeit 7
2. Vorhandene Literatur 8
3. Ziel der Arbeit 8

II. Untersuchung der Rollenkettengetriebe und der Zahnkettengetriebe mit Berücksichtigung der Triebstockverzahnung 9

A) Die Triebstockverzahnung 9

B) Übergang zum Rollenkettengetriebe 10

1. Entwicklung der Gall'schen Kette aus der Triebstockverzahnung 10
2. Entwicklung der Zahnform 11
3. Die Kraftübertragung 12
   a) Der für die Kraftübertragung heranzuziehende Bereich . . 12
   b) Folgen ungenauer Zahntiefe 14
   c) Folgerung 17
   d) Teile der Kette, die für die Längung in Frage kommen . . 18
4. Die Kettenmessung 20
   a) Beschreibung der Messung 20
   b) Nachmessung der Teilung neuer Rollenketten 20
   c) Nachmessung der Teilung ausgelaufener Rollenketten . . 21
5. Mittel zur Zurückhaltung des Verschleißes zwischen Hülse und Bolzen 24
   a) Der Reibungskoeffizient 24
   b) Der Beugungswinkel 26
   c) Die Bahn der Kettenpunkte 27

C) Übergang vom Rollenkettengetriebe zum Zahnkettengetriebe . . 27

1. Einleitung 27
2. Die Entwicklung der Zahnform der Zahnkettengetriebe . . 29
3. Der Störeingriff bei Zahnkettengetrieben 29
4. Der Flankenwinkel und die Zahnfestigkeit 30
5. Konstruktive Ausbildung der Zahnkette 36
6. Zusammenfassung 37

D) Der Stand der Normung 38

II. Schluß 39

1. Besprechung der Untersuchung der Kettengetriebe von Lawson 39
2. Das Ergebnis der vorstehenden Untersuchung 44
   a) in Bezug auf die Triebstockverzahnung 44
   b) in Bezug auf die Rollenkettengetriebe 45
   c) in Bezug auf die Zahnkettengetriebe 46

V. Literaturverzeichnis 47

V. Bilderanhang

Kurze Inhaltsangabe.

Die Anwendung der Kette als Getriebeelement erfolgt bisher nicht so häufig, wie die Anwendung von Zahnrädern und Riemen. Geräusch und rascher Verschleiß sind wahrscheinlich die Ursachen davon. Zur Beseitigung dieser Fehler werden nach Untersuchung des theoretischen Aufbaues Wege gewiesen. Die Untersuchung geht von der Theorie der Triebstockverzahnung aus und auf die der Gall'schen Kette und der Rollenkette über. — Es wird festgestellt, daß die Rollenkette nicht unbedingt den Verzahnungsgesetzen unterworfen ist, und daß sich die Zahnkette folgerichtig aus der Rollenkette entwickeln läßt beim Aufsuchen von Wegen, die die Teilungszunahme und die damit verbundene Längung der Kette verhindern sollen. — Für die Zahnkette wird der günstigste Eingriffswinkel und die Mindestzähnezahl unter Berücksichtigung des Einflusses des Beugungswinkels aufgesucht. — Zum Schluß wird auf die Normung der Rollen- und Zahnketten eingegangen und endlich an bestehenden Abhandlungen Kritik geübt.

I. Einleitung.

1. Anlaß zur Arbeit.

Zu den Maschinenelementen, die zur Übertragung der drehenden Bewegung von einer Welle auf eine andere dienen, gehört seit altersher die Kette. Ihre Anwendung in der Eigenschaft als Getriebeelement erfolgt jedoch bis heute noch nicht so allgemein, wie die der Zahnräder und Riemen, obgleich der Kettentrieb dem Riementrieb in mancher Beziehung überlegen ist. Die Hauptgründe der teilweisen Ablehnung sind wohl Lärm und rascher Verschleiß, Mißstände, wie sie auch die Zahnräder so lange zeigten, bis wissenschaftliche Untersuchungen die Quellen der Fehler nachwiesen und die Zahnradgetriebe auf Grund der Untersuchungen zu ihrer heutigen Vollkommenheit brachten. Eine eingehende Untersuchung der Theorie und der Herstellung der Kettengetriebe ist der vorliegenden Literatur nach noch nicht erfolgt. Der Gedanke liegt nahe, daß auch bei den Kettengetrieben nach Klärung ihrer Theorie Verbesserungen zu erzielen sein müßten.

2. Vorhandene Literatur.

Die in der deutschen Literatur bestehenden Abhandlungen befassen sich lediglich mit der Beschreibung der ausgeführten Kettengetriebe und deren Entwicklung. Die Arbeiten sind zum Teil von irrigen Ansichten nicht frei, wie es im Verlauf der Arbeit gezeigt werden wird, und haben vom wissenschaftlichen Standpunkt aus teilweise geringen Wert.

Die französische Literatur hat sich bisher wenig mit den Kettengetrieben beschäftigt, dagegen sind englische und amerikanische Abhandlungen über Kettengetriebe häufiger anzutreffen, bringen aber im großen und ganzen auch nur Beschreibungen und Anwendungsbeispiele; dagegen beschäftigen sich nachstehende vier Arbeiten eingehender mit den Kettengetrieben. Diese Arbeiten sind in englischen und amerikanischen Zeitschriften veröffentlicht und in der Fußnote*) aufgeführt. Sie befassen sich sowohl mit der Theorie als auch mit der Herstellung und mit der Normung. Im Laufe der Arbeit wird auf diese Abhandlungen zurückgekommen werden.

Ausführliche theoretische Abhandlungen wie bei den Zahnrädern sind bei den Kettengetrieben noch nicht vorhanden, obgleich Verbesserungen nur durch die richtige Erkenntnis der betreffenden Verhältnisse erreicht werden können.

3. Ziel der Arbeit.

Verfasser hat sich zur Aufgabe gesetzt, die Rollenkettengetriebe und die Zahnkettengetriebe in ihrem Aufbau und ihrer Wirkungsweise ausgehend von der Triebstockverzahnung zu untersuchen und ihre Eigenarten festzustellen.

Es wäre erwünscht, wenn diese Arbeit Anstoß zu weiteren Untersuchungen geben könnte und dazu beitragen würde, daß die Rollenketten und Zahnketten als Getriebeelement den Zahnrädern und Riemen ebenbürtig würden.

---

*) 1. Sprocket Tooth Outlines and Their Relation to Smooth Driving. By Curtis C. Myers; American Machinist 5. Aug. 1909 S. 263.

2. Transmission of Power By Chains. By Mr. H. T. Hildage. Engineering 16. Januar 14. S. 99.

3. On Chain Driving Theory. By F. M. Lawson. Engineering 2. July 20. S. 1—4.

4. The Development of the Roller Chain Drives; Automotive Industries, Vol. XLV vom 25. Aug. 21. New York Nr. 8 by G. M. Bartlett.

II. Untersuchung der Rollenkettengetriebe und der Zahnkettengetriebe mit Berücksichtigung der Triebstockverzahnung.

A) Die Triebstockverzahnung.

Den Anstoß zur Entwicklung der Rollenkette hatte die Triebstockverzahnung gegeben. Galle, der sich um den Ausbau der Kettengetriebe sehr verdient gemacht hat, „wollte gleichsam eine gegliederte Zahnstange bilden." (11)*) Andererseits führt die Maschinenfabrik Kaiser einen zum Patent angemeldeten Gelenkkettentrieb DRP 47h 262 941 des Jahres 1913 durch besondere Konstruktion auf die Triebstockverzahnung zurück, damit „die bisherige schnelle Abnutzung der Gelenkbolzen, sowie die dadurch bedingte Schwächung und einen schlechten Eingriff bewirkende Verlängerung der Kette verhütet und der Wirkungsgrad der Übertragung erhöht wird." Dieser Weg konnte nur aus Unkenntnis der Theorie der Triebstockverzahnung vorgeschlagen werden.

Die Triebstockverzahnung wurde erstmalig von Roser theoretisch untersucht, jedoch nur für einen Sonderfall. Es ist deshalb erforderlich, die Untersuchung der Triebstockvezahnung zu verbreitern.

In Bild 1**) ist die Lage des Triebstockes, wie bei allen Verzahnungsentwürfen, zweckmäßig so gelegt, daß die Zahnflanke durch den Centralpunkt C geht. Der Mittelpunkt des Triebstockes M_T kann nun auf jedem Punkte desjenigen Kreises liegen, der C als Mittelpunkt und CM_T als Radius hat. Es ergeben sich somit unendlich viele Stellungen für den Triebstock relativ zum Wälzkreis, von denen untersucht wurden:

a) M_T innerhalb des Wälzkreises 1 auf M_1 M_2.
b) M_T innerhalb des Wälzkreises 2 auf M_1 M_2.
c) M_T auf dem Wälzkreis 1.
d) M_T auf dem Wälzkreis 2.

*) Diese Zahlen verweisen auf die laufende Nummer des am Schluß der Arbeit befindlichen Literaturverzeichnisses.

**) Siehe Bilderanhang.

Aus diesen Untersuchungen konnten dann Schlüsse auf die Zwischenstellungen gezogen werden.

Das Ergebnis der Untersuchung der Triebstockverzahnung kann wie folgt zusammengefaßt werden:

Die Gleitverhältnisse sind im großen und ganzen in jedem Falle sehr schlecht.

In zwei Sonderfällen dagegen liegt günstiges Gleiten vor: 1. in dem unter der Bezeichnung „Grissongetriebe" dargestellten Fall des Bildes 1 in der Nähe des Centralpunktes C, (vergleiche Bild 2); 2. im Falle des Bildes 3, bei welchem ein Triebstockritzel mit einer Zahnstange zusammenarbeitet, (vergleiche Bild 4).

Der für die Gleitung günstige Teil bei der Daumenkurve des Grissongetriebes muß aber gemieden werden, weil gerade er überaus große Daumenkräfte hervorruft. (12a)

Der andere Fall, bei dem bei der Triebstockverzahnung günstiges Gleiten vorliegt, findet im allgemeinen nur für kleine Teile im Instrumentenbau Anwendung. Eine allgemeine Anwendung wird die Triebstockverzahnung trotz der Billigkeit gegenüber anderen Verzahnungen nicht finden können, weil die ungünstigen Gleitverhältnisse aller übrigen Anordnungen selbst durch Verwendung von Rollen nicht zu beseitigen sind. (12b) Die ungünstigste Anordnung besteht, wenn der Triebstockwälzkreis unendlich groß ist. Die spezifische Gleitung ist hierbei ebenfalls unendlich groß. Dieser Sonderfall ist der, der in der Praxis die häufigste Verwendung findet.

B) Übergang zum Rollenkettengetriebe.

1. Entwicklung der Gall'schen Kette aus der Triebstockverzahnung.

Wenn die Rollenkettengetriebe nun ebenfalls wie die Triebstockverzahnung den Verzahnungsgesetzen unterworfen wären, so lägen auch bei ihnen in jedem Falle ungünstige Gleitverhältnisse und die damit verbundenen Nachteile vor.

Das von der Firma Kaiser zum Patent angemeldete Rollenkettengetriebe ist in Bild 5 dargestellt und in dieser Anordnung tatsächlich genau wie die Triebstockverzahnung den Verzahnungsgesetzen unterworfen und stellt zudem noch den ungünstigsten Fall der Triebstockverzahnung dar, bei dem nur der im Centralpunkt stehende Teil des Triebstockes mit der ganzen Zahnflanke zusammenarbeitet, also ein sehr großes Gleiten eintritt.

Die gewöhnliche Anordnung der Rollenkettengetriebe ist jedoch nicht unbedingt an die Verzahnungsgesetze gebunden. Bei dieser läßt sich neben dem Eintrittsbereich und Austrittsbereich noch der Umschlingungsbereich unterscheiden (vergl. Bild 5 mit Bild 9). Dieser Umschlingungsbereich bei den Rollenkettengetrieben bedingt Eigenschaften, die teilweise von denen der Triebstockverzahnung abweichen. Zunächst ist zu beachten, daß die Biegsamkeit der Kette keine vollkommene ist. Bild 6 zeigt, daß eine Beugung immer nur im Abstand einer Teilung von Bolzen zu Bolzen erfolgen kann, und daß der Teillinienzug bei jeder Beugung eine Brechung erfährt. Diese Brechung der Teillinie tritt also auch ein, wenn die Kette über ein Rad gelegt wird, wie Bild 7 zeigt. Der Teillinienzug fällt nicht mit dem Teilkreis zusammen, sondern bildet ein „n-Eck", zu dem der Teilkreis der Außenkreis ist. Die Teilung tritt nicht, wie bei Zahnrädern, als Bogenmaß, sondern als Sehnenmaß auf.

2. Entwicklung der Zahnform.

Bei der Triebstockverzahnung sind die Zahnflanken Evolventen, die sich aus der Abwicklung der Teillinie vom Teilkreis ergeben, wenn die Verhältnisse des Bildes 5 vorliegen. Diese Zahnform kann bei dem Gall'schen Kettengetriebe nicht beibehalten werden, weil der Ein- und Austritt der Triebstöcke mit Störeingriff verbunden wäre. In Bild 8 bewegt sich Triebstock Nr. 7 beim Eintritt auf einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt B und dessen Radius BC' gleich der Teilung t ist. Der Eingriff ist beendet, wenn C' mit dem Teilkreispunkt C zusammenfällt.

Der folgende Triebstock Nr. 8 bewegt sich zunächst beim Eintritt relativ zum Teilkreis 2 auf einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt ebenfalls B, und dessen Halbmesser BD" gleich der doppelten Teilung ist. Wenn Triebstock Nr. 7 nach erfolgtem Eintritt an seiner weiteren Bewegung verhindert ist. also bei C, wird die Teillinie BD" in C gebrochen und Triebstock Nr. 8 bewegt sich nunmehr auf dem um C mit CD' geschlagenen Kreisbogen, bis seinerseits der Triebstockmittelpunkt D' mit dem Teilkreispunkt D zusammenfällt.

An der relativen Bahn von Triebstock 8 ist der Störeingriff gezeigt, der eintritt, wenn das Zahnprofil, wie bei der Triebstockverzahnung, nach einer Kreisevolvente ausgebildet würde. Soll Störeingriff vermieden werden, muß das Zahnprofil aus der Umhüllenden der relativen Triebstockbahn, wie an Triebstock 7 gezeigt, gebildet werden. Diese Umhüllende ist ein Teil der „n-Eck-Evolvente". Das hieraus gebildete Zahnprofil ist

dem aus der Kreisevolvente gebildeten zurückgesetzt, wie es die Bahn von Triebstock 8 zeigt.

Die austretenden Triebstöcke bewegen sich auf Bahnen gleich der „n-Eck-Evolente". Das Zahnprofil für den Rücken der Zähne ergibt sich ebenfalls aus der Umhüllenden.

3. Die Kraftübertragung.

a) Der für die Kraftübertragung heranzuziehende Bereich.

Bei der Triebstockverzahnung war ein Eintrittsbereich und ein Austrittsbereich unterschieden worden. Bei der Gall'schen Kette tritt noch ein Umschlingungsbereich hinzu. Für die Übertragung der Kraft kämen in Frage:

der Eintrittsbereich,
der Austrittsbereich,
der Umschlingungsbereich.

Der Eintrittsbereich.

Eine Kraftübertragung wird hier bei genauer Teilung und Zahnform und treibendem Rad nicht stattfinden, da die Verhältnisse der Triebstockverzahnung vorliegen, und daher der Eingriff, wie im Vorhergehenden gezeigt war, erst vom Centralpunkt, also vom Beginn des Austrittsgebietes an, stattfindet.

Der Austrittsbereich.

Weil hier ebenfalls die Verhältnisse der Triebstockverzahnung vorliegen, kann im Austrittsbereich bei treibendem Rad eine Kraftübertragung stattfinden. Die Zahnflanke würde dann mit dem sich nicht ändernden Berührungspunkt des Triebstockes zusammenarbeiten, wodurch das spezifische Gleiten unendlich groß wird. Wegen des unendlich großen spezifischen Gleitens ist die Kraftübertragung im Austrittsbereich ungünstig. Bei der Triebstockverzahnung muß man diesen Nachteil in Kauf nehmen, weil allein das Austrittsgebiet für die Kraftübertragung in Frage kommt. Da bei der Gall'schen Kette jedoch in der Hauptsache der Umschlingungsbereich in Frage kommt, welcher zudem für die Kraftübertragung weit besser geeignet ist als der Austrittsbereich, so liegt es nahe, dem Austrittsbereich die Aufgabe der Kraftübertragung zu entziehen, indem der wegen der ungünstigen Gleitung schädliche Teil des Zahnkopfes fortgelassen

wird, wie man auch bei Zahnrädern durch Kürzen der Kopfhöhe in manchen Fällen eine Besserung der Gleitverhältnisse erzielt.

Ist dem Austrittsbereich durch Kürzen des Zahnkopfes die Teilnahme an der Kraftübertragung entzogen, bleibt nunmehr für die Kraftübertragung nur noch der Umschlingungsbereich übrig.

Der Umschlingungsbereich.

Die Kraftübertragung könnte durch Reibung (Kraftschluß) oder durch Formschluß erfolgen. Die Übertragung durch Reibung kommt des niedrigen Reibungskoeffizienten wegen nicht in Frage. Die Übertragung durch Formschluß ist durch die Zähne gegeben. Hierbei können entweder nur ein Zahn oder mehrere Zähne zur Kraftübertragung herangezogen werden. Wird die Kraft durch einen Zahn allein übertragen, dann ist die spezifische Flächenpressung zwischen Kettenbolzen und Kettenradzahn nach Bach (5b) analog der für Tragzapfen aufgestellten Gleichungen

$$p = \frac{4.\ P.\ \cos \varphi_1}{\pi.\ r.\ b}$$

worin p die spec. Flächenpressung in kg/cm²,
P die Umfangskraft, in kg,
r der Kettenbolzenhalbmesser, in cm,
b die Zahnbreite in cm,
φ_1 der Umschlingungswinkel im Zahngrund ist.

Die Umfangskraft soll nun natürlich nicht nur von einem einzigen Bolzen übertragen werden. Bei richtiger Ausführung der Kette und des Rades muß sie sich sogar gleichmäßig auf alle im Umschlingungsgebiet befindlichen Bolzen verteilen, wenn elastische Formänderungen als nicht vorhanden angenommen werden. Unter der richtigen Ausführung ist zu verstehen, daß

1. jede Zahntiefe, gemessen vom Außenkreis des n-Ecks bis zum tiefsten Sitzpunkt des Bolzens im Zahngrund gleich ist dem Bolzenradius, und daß der Außenkreis zentrisch zur Drehachse liegt;
2. die Seiten des n-Ecks unter sich gleich sind und zwar gleich dem zu Grunde liegenden Teilungsmaß des Kettengetriebes;
3. die Teilung der Kette unbelastet und belastet dem zu Grunde liegenden Teilungsmaß entspricht und die Bolzen der Kette rund sind.

Treffen diese Voraussetzungen zu, und wird angenommen, daß keine elastische Formänderungen auftreten, dann verteilt sich die Umfangskraft auf die im Eingriff stehenden Bolzen, und die spezifische Flächenpressung zwischen Zahn und Bolzen wird: $p = \frac{4.\ P.\ \cos\varphi_1}{\pi.\ r.\ n.\ b.}$ wenn mit n die Zahl der im Eingriff stehenden Bolzen gemeint ist (vergl. Bild 9).

Die oben angeführten Voraussetzungen sind in der Praxis nicht einzuhalten. Selbst wenn sie zu Beginn der Inbetriebnahme eines Kettengetriebes erfüllt werden, lassen sie sich nicht aufrechterhalten, weil die Voraussetzung 3, welche genaue Teilung der Kette verlangt, nicht erhalten bleibt.

Der Verschleiß zwischen Bolzen und Lasche bei der Gallschen Kette bzw. zwischen Hülse und Bolzen bei der Rollenkette vergrößert die Teilung der Kette. Eine gleichmäßige Verteilung der Umfangskraft auf die im Eingriff stehenden Bolzen findet dann nicht mehr statt. Schiefer (2) hat daher Unrecht, wenn er in seinem Aufsatz über Kettengetriebe eine sich stets gleichmäßig über die im Eingriff stehenden Bolzen verteilende Kraft annimmt. Es heißt dort:

> „. . . während jedoch bei ersteren (gemeint sind die Stirnräder) die Belastung theoretisch nur von einem Zahn aufgenommen wird, verteilt sie sich bei Zahnkettenantrieben stets gleichmäßig über die Zahnreihe, die zwischen dem Eingriffspunkt und Ausgriffspunkt der Kette liegt."

Abgesehen davon, daß die Belastung auch bei Stirnrädern meist von mehr als einem Zahn aufgenommen wird, so kann von einer Gleichmäßigkeit der Belastung der Kettenradzähne nicht gesprochen werden.

b) Folgen ungenauer Zahntiefe.

In Bild 10 ist die Fräsung der Zahnlücke nicht so tief wie erforderlich gegangen. Wenn daher auch die Drehachse zentrisch zum Außenkreis liegt, so ist doch die Voraussetzung 1 für gleichmäßige Kraftverteilung nicht erfüllt. Infolge der zu geringen Zahntiefe fällt der Mittelpunkt des Bolzens 1 nicht auf den Außenkreis des n-Ecks, sondern auf einen Kreis, dessen Halbmesser um den fehlenden Teil ΔR der Zahntiefe größer ist. Die an und für sich richtige Teilung der Kette erweist sich nun als zu kurz. Die dem Bolzen 1 nachfolgenden Bolzen 2, 3 . . . können wegen der zu kurzen Teilung nicht in die richtige Eingriffslage gelangen, sondern laufen an unrichtiger Stelle auf. In Bild 10 ist dieses Auflaufen für einen stark übertriebenen Fall gezeichnet. Es ist hierbei zu erkennen, daß nur Bolzen 1

für die Kraftübertragung in Frage kommt, während alle nachfolgenden für die Kraftübertragung ausscheiden.

Wie die zu kleine Zahntiefe bringt auch eine zu große Störungen durch fehlerhaften Eingriff der Kette hervor. Bild 11 zeigt diesen Fall. Die Zahnlücke ist um ΔR zu tief geschnitten. Der Bolzen 1 wird daher seinen Mittelpunkt nicht auf dem Außenkreis des n-Ecks liegen haben, sondern auf einem Kreis, dessen Halbmesser um den zu tief geschnittenen Betrag ΔR kleiner ist. Die an und für sich richtige Teilung der Kette erweist sich nun als zu groß. Die Kette sucht daher den für ihre Teilung passenden Außenkreis, sie klettert.

Die zu geringe Zahntiefe hat zur Folge, daß die dem Bolzen 1 nachfolgenden Bolzen durch die zu kleine Teilung an den Rücken der folgenden Zähne gezogen werden. Für die Kraftübertragung können daher jeweils nur ein oder ganz wenige Zähne herangezogen werden. Bei zu großer Zahntiefe bleiben dagegen die dem Bolzen 1 nachfolgenden Bolzen an den arbeitenden Zahnflanken, weshalb eine zu große Zahntiefe einer zu kleinen vorzuziehen ist. Toleranzen für die Zahntiefe sollen deshalb nur größer als das Nennmaß sein. Liegt der Außenkreis zur Drehachse nicht zentrisch, wie es Bild 12 zeigt, so machen sich sowohl die Nachteile der zu kleinen wie der zu großen Zahntiefe bemerkbar. Die Kraftübertragung ist dann fehlerhaft und mit Geräusch und unruhigem Gang verbunden. Daher ist ganz besonders darauf zu achten, daß der Fußkreis und der Außenkreis genau zentrisch zur Drehachse liegen.

Voraussetzung 2 für gleichmäßige Kraftübertragung besagt, daß die Seiten des n-Ecks unter sich gleich sein müssen und zwar gleich der Teilung der Kette. Eine Abweichung von dieser Voraussetzung hat dieselben Folgen wie eine Abweichung von der Zahntiefe. Eine zu kleine Teilung bewirkt ein Klettern der Kette auf die arbeitenden Zahnflanken, und eine zu große Teilung ein Loslösen von den arbeitenden Flanken. Daher ist für die Teilung des Kettenrades nur eine Minustoleranz zu gestatten, d. h. die Kettenradteilung darf kleiner aber nicht größer als das Nennmaß sein.

Die dritte Voraussetzung für gleichmäßige Kraftübertragung erfordert, daß die Teilung der Kette überall dem zu Grunde liegenden Teilungsmaß entspricht. In dem Bild 13 haben die Bolzen 1' und 2' nicht den Abstand t voneinander, sondern einen um Δt kleineren. Die Folge hiervon ist ein Störeingriff. der sich über die ganze Zahnflanke erstreckt, wie es die schraffierte Fläche am Zahn 2 zeigt. Der eintretende Bolzen wird

das hindernde Material fortdrücken oder das Kettenglied BC' recken. Bei Beendigung des Eintritts wird Bolzen 2' mit starkem Druck an dem Zahnrücken des Zahnes 2 anliegen. Eine genügende Anlage von Zahn 3 an Bolzen 2 findet somit nicht mehr statt.

Die zu kleine Teilung des Gliedes BC' macht sich auch bei den nachfolgenden Gliedern nachteilig bemerkbar, auch wenn diese Glieder die richtige Teilung t haben; denn der Eintritt von Bolzen 3' erfolgt nicht auf der vorgeschriebenen n-Eck-Evolente, sondern auf einer um /t versetzten. Demzufolge tritt auch am Zahn 3 Störeingriff auf und so weiter an den übrigen Zähnen.

Weil die Bolzen mit starker Pressung an den Zahnrücken anliegen, können sie nicht unbehindert aus dem Kettenrad austreten, sondern müssen vom voraneilenden Trum herausgezerrt werden, wodurch Verschleiß und Schlagen der Kette hervorgerufen wird. Die Bilder 14 und 15 zeigen diese Vorgänge, welche an einem Postpaketwagen aufgenommen wurden. Dieses fehlerhafte Getriebe kam dadurch zustande, daß neugelieferte Ketten zwar die richtige Gesamtlänge von 2698,75 Millimeter hatten, aber statt 85 Glieder 86 aufwiesen. Das Teilungsmaß war daher nicht wie erforderlich 31,75 sondern 31,37 Millimeter. Beim Eintritt der Bolzen mußte also an den Zähnen Störeingriff auftreten, wie es Bild 14 auch zeigt, und beim Austritt mußten die eben wegen zu starker Pressung an den Zahnrücken anliegenden Bolzen herausgezerrt werden, wie es Bild 15 zeigt. Trotz der nur um weniges zu kleinen Teilung konnten diese 86 gliedrigen Ketten nicht verwendet werden, weil ein zu starker Verschleiß der Zähne zu befürchten war.

Eine selbst nur um weniges zu kleine Teilung ruft also schon starken Störeingriff hervor. Anders verhält es sich dagegen bei einer zu großen Kettenteilung.

Im Bild 13 ist die Teilung von Bolzen 5' zu Bolzen 6' um /t zu groß ausgefallen. Der Bolzen 5' tritt nicht auf der vorgeschriebenen n-Eck-Evolvente mit dem Radius GF ein, sondern auf einer um /t versetzten mit dem Radius GF'. Die Folge ist ein Störeingriff, der aber geringer ausfällt als bei zu kleiner Teilung und auch nur an einem kleinen Teil der Zahnflanke auftritt. (Vergl. den Störeingriff von Bolzen 2' und den von Bolzen 5'.)

Solange das den vollständigen Eintritt verhindernde Material des Zahnes nicht fortgedrückt ist, gleicht sich die zu große Teilung dadurch aus, daß sich der Bolzen 5' eine höhere Lage an der Zahnflanke sucht, wie es an Bild 16 zu sehen ist.

Durch das Auflaufen der Kettenbolzen erhalten diese beim Eintritt eine höhere Umfangsgeschwindigkeit, und die Kette

demzufolge eine höhere Geschwindigkeit, welche sich aber wieder vermindert, wenn das Auflaufen der Bolzen zurückgeht. Der Gang des Getriebes wird also durch die Abweichung in der Teilung unregelmäßig.

Die vorstehende Untersuchung über Abweichungen in der Kettenteilung ergibt, daß der Störeingriff bei zu kleiner Teilung bedeutend stärker als bei zu großer Teilung ist. Ferner macht sich bei zu kleiner Teilung der Fehler durch Störeingriff im gesamten Umschlingungsgebiet bemerkbar, während bei zu großer Teilung nur ein Teil der im Eingriff befindlichen Bolzen aufläuft. Schließlich ist für die Übertragung der Umfangskraft bei zu großer Teilung eine bessere Anlage der Kettenbolzen an den Zähnen vorhanden als bei zu kleiner.

c) Folgerung.

Das Ergebnis der Untersuchungen über Kettenteilung und Zahntiefe ergibt in der Zusammenfassung folgendes Bild:

Für ein richtiges Arbeiten der Kette sind drei Voraussetzungen zu erfüllen:

1. Die Zahntiefe muß überall gleich groß sein bei zentrisch zur Drehachse liegendem Außenkreis,
2. Die Seiten des n-Ecks müssen unter sich gleich groß sein und zwar gleich dem zu Grunde liegenden Teilungsmaß des Getriebes,
3. Die Teilung der Kette muß überall dem zu Grunde liegenden Teilungsmaß entsprechen und die Bolzen müssen zylindrisch sein.

Da bei der Herstellung der Kettengetriebeelemente Ungenauigkeiten teilweise unvermeidlich sind, müssen Toleranzen zugelassen werden. Diese dürfen aber nicht nach der Plus- und Minusseite, sondern nur sowohl bei der Zahntiefe als auch bei der Kettenteilung nach der Plusseite vorhanden sein, weil die Folgen von Abweichungen nach der Minusseite ungünstiger sind als die Folgen von Abweichungen nach der Plusseite. Eine Festsetzung zu treffen, wie weit diese Toleranzen reichen dürfen, übersteigt den Rahmen dieser Arbeit. Bei dem heutigen Stand der Werkstattechnik wird immerhin ein sehr hoher Grad von Genauigkeit einzuhalten sein. Im „Machinery's Handbook" 1914 S. 730 über „Chain Transmission" wird für den Fußkreisdurchmesser eine Genauigkeit von 0,002 Zoll, also 0,05 mm verlangt.

In der Praxis zeigt es sich nun, daß die Rollenkettengetriebe trotz der genauen Herstellung nach verhältnismäßig kurzer Zeit Unregelmäßigkeiten aufweisen. Zunächst nimmt die Tei-

lung der Kette zu, und als Folge davon tritt am Kettenrad Störeingriff auf, wodurch neben ungleichmäßigem Gang die Kettenradzähne starken Verschleiß erleiden.

Bild 17 gibt einen Vergleich zwischen einem neuen und einem gebrauchten Kettenrad. Die Störungen haben ihren Ausgang von der Teilungszunahme; deshalb ist zunächst im folgenden das Augenmerk darauf zu richten, wie die Zunahme der Kettenteilung verhindert werden kann. Dazu ist erforderlich, die Ursache der Teilungszunahme genau zu kennen.

d) Teile der Kette, die für die Längung in Frage kommen.

Bild 18 zeigt im Schnitt die Ausführungsform der üblichen Rollenketten. Die Kette besteht aus:

1. den Bolzen,
2. den Hülsen,
3. den Innenlaschen,
4. den Außenlaschen und
5. den Rollen.

Je zwei Bolzen werden durch zwei Außenlaschen zu einem Außenglied, je zwei Hülsen durch zwei Innenlaschen zu einem Innenglied zusammengefaßt. Eine Verbindung erreicht man dadurch, daß das Innenglied in das Außenglied eingebaut wird. Der Abstand von Hülsenmitte zu Hülsenmitte soll dann gleich der Teilung sein. Die Teilungszunahme kann nun erfolgen:

1. durch Längung der Außen- oder Innenlaschen oder der Außen- und Innenlaschen;
2. durch Entstehen eines Spieles
   a) zwischen Außenlasche und Bolzen,
   b) zwischen Innenlasche und Hülse;
3. durch Vergrößerung des Spieles zwischen Hülse und Bolzen.

Zu beachten ist, daß durch Zunahme des Spieles zwischen Rolle und Hülse keine Teilungszunahme eintreten kann, sondern daß dadurch lediglich die Lücke des Gliedes verändert wird.

Zu 1: Teilungszunahme durch Längung der Laschen.

Im allgemeinen tritt eine Zunahme der Teilung durch Längung der Laschen nicht ein. Die Kettenfirmen verwenden gewöhnlich hochwertiges Material, so daß bei Einhaltung der zulässigen Belastung der Kette die Laschen keine bleibende Dehnung erfahren. Somit kann nur durch Entstehen von Spiel bei

den unter 2a und 2b aufgeführten Verbindungen oder durch Vergrößerung des Spieles zwischen Hülse und Bolzen die Teilungszunahme erfolgen.

Zu 2: **Teilungszunahme durch Entstehen eines Spieles.**

Die Innenlaschen sitzen auf den Hülsen mit Preßsitz, ebenso die Außenlaschen auf den Bolzen mit Preßsitz; die Außenlaschen sind zudem noch auf den Bolzen vernietet. Der Preßsitz und die Vernietung verhindern eine Drehung der Außenlasche um den Bolzen bzw. der Innenlasche um die Hülse. Die Erfahrung lehrt, daß der Festsitz bis zur Außerbetriebnahme der Rollenketten im allgemeinen erhalten bleibt, und ein Spiel zwischen Hülse und Innenlasche bzw. Bolzen und Außenlasche nicht entsteht und somit auch zu keiner Teilungszunahme Anlaß gibt.

Es bleibt daher nur noch das Vergrößern des Spieles zwischen Hülse und Bolzen als Ursache der Teilungszunahme übrig. Soll also die Teilungszunahme, d. h. die Vergrößerung des Abstandes von Hülsenmitte zu Hülsenmitte, und damit der im Betrieb eintretende Störeingriff vermieden werden, so ist die Vergrößerung des Spieles zwischen Bolzen und Hülse zu verhindern.

Das Spiel zwischen Hülse und Bolzen ist notwendig, um eine Drehung zu ermöglichen und um Raum für eine Schmierschicht zu schaffen; es gibt jedoch zur ersten Teilungsänderung Anlaß. Denn die von einer Zahnflanke auf eine Rolle übertragene Kraft verläuft von hier über die zugehörige Hülse und die Innenlaschen zur nächsten Hülse und überträgt sich nach Ausschalten des Spieles zwischen Hülse und Bolzen auf den Bolzen, von wo sie über die Außenlaschen zum nächsten Bolzen läuft usw. Das Ausschalten des Spieles zwischen Hülse und Bolzen erfolgt durch Heranrücken der inneren Oberfläche der Hülse an die Bolzenoberfläche, wodurch der Abstand von Hülsenmitte zu Hülsenmitte vergrößert wird, d. h. es entsteht ein Teilungszuwachs.

Die Teilung zwischen je zwei Außengliedern wird also bei der ersten Zugbeanspruchung um das doppelte Spiel zwischen Hülse und Bolzen vergrößert. Dies sollte bei der Herstellung der Ketten berücksichtigt werden, indem die Teilung der Außenlaschen, also der Abstand von Bolzenmitte zu Bolzenmitte, um das doppelte Spiel zwischen Bolzen und Hülse verkleinert ausgeführt wird.

Um ein Bild zu erhalten, mit welcher Genauigkeit neue Ketten ausgeführt werden, und um einen Überblick über die im Betriebe auftretenden Abnutzungen zu erhalten, wurden an einigen neuen und gebrauchten Ketten Messungen ausgeführt.

4. Kettenmessung.

a) Beschreibung der Messung.

Die Messungen wurden mit einem Zeiß'schen Comparator ausgeführt, der mit 1/1000 mm Genauigkeit befriedigende Werte gab. Die Teilung der Ketten kann jedoch hierbei nicht direkt ermittelt werden, weil die Rollen der Ketten das Anvisieren der Hülsen verhindern. Ohne Entfernung der Außen- und Innenlaschen können die Rollen aber nicht entfernt werden. So blieb nur die indirekte Messung der Teilung übrig. Bild 19 gibt die Meßstellen bei der unter Zug stehenden Rollenkette an. Demnach ist für die Feststellung der Teilung des Außengliedes mit den Bolzen 2 und 3 zu messen:

1. Der Rollendurchmesser der zu Bolzen 2 gehörenden Rolle 2,
2. der Rollendurchmesser der zu Bolzen 3 gehörenden Rolle 3,
3. die durch Hineintreiben eines Keiles zwischen die Rollen 2 und 3 entstehende große Lücke L_g,
4. die durch Hineintreiben von Keilen zwischen die Rollen 1 und 2 und 3 und 4 entstehende kleine Lücke L_k.

Die Teilung dieses Gliedes errechnet sich dann aus:

$$t_{2/3} = \frac{L_g + L_k}{2} + \frac{D_{R_2}}{2} + \frac{D_{R_3}}{2}$$

worin D_R den betreffenden Rollendurchmesser bedeutet.

b) Nachmessung der Teilung neuer Rollenketten.

In dieser Weise wurde zunächst die Teilung einer 84 gliedrigen fabrikneuen Rollenkette nachgeprüft. Die Kette zeigte eine Gesamtlänge von 2682,7 mm.

Da die Rollenkette für eine Teilung von 31,75 mm auszuführen war, hätte die Kette nur $31{,}75 \times 84 = 2667{,}00$ mm lang sein dürfen.

Die Kette und somit auch im Durchschnitt jedes Kettenglied war also um 0,589% zu groß.

Die folgende Tabelle I gibt einen Teil der Meßwerte wieder, welche an der Kette ermittelt wurden. Die fabrikneuen Rollen konnten hierbei hinreichend genau als rund angesehen werden.

Tabelle I.

Von der Kettenfabrik angegebene Teilung einer fabrikneuen Rollenkette: $t = 31{,}75$ mm.

Durch Nachmessung ermittelte Werte:

	$t+\Delta t$	Abweichung in %	$t+\Delta t$	Abweichung in %	$t+\Delta t$	Abweichung in %
Innenglied	31,92	+0,52	31,92	+0,52	31,81	+0,202
Außenglied	31,995	+0,773	31,982	+0,73	32,009	+0,816
Innenglied	31,87	+0,376	31,868	+0,372	31,85	+0,314
Außenglied	31,942	+0,605	32,065	+0,991	32,085	+1,06
Innenglied	31,827	+0,222	31,781	+0,1	31,969	+0,69
Außenglied	32,088	+1,065	31,982	+0,73	32,157	+1,29
Innenglied	31,88	+0,41	31,835	+0,268	31,716	—0,107
Außenglied	32,115	+1,15	32,127	+1,19	31,885	+0,425
Innenglied	31,808	+0,183	31,905	+0,488	31,953	+0,64

Nach dem aus der Gesamtlänge der neuen Kette gezogenen Schluß mußte die Nachmessung der Teilung der einzelnen Glieder einen Wert ergeben, der im Durchschnitt gegenüber der zu Grunde gelegten Teilung von 31,75 mm um 0,589% zu groß war. Die in der Tabelle I hinter den Teilungswerten stehenden Abweichungen in Prozent bieten zwar eine Bestätigung, geben aber keinen Anhalt dafür, inwieweit sich die im allgemeinen nach der positiven Seite hin bewegende Abweichung auf Fabrikationsungenauigkeit und auf das Spiel zwischen Bolzen und Hülse verteilt. Immerhin zeigt die unterste Kurve in Bild 20, welche aus den Werten der Tabelle I gebildet ist, daß die Außenglieder im allgemeinen eine größere Abweichung zeigen als die Innenglieder; diese Erscheinung ist auf das Spiel zwischen Hülse und Bolzen zurückzuführen, welches bei der Neuanfertigung der Ketten berücksichtigt werden sollte.

c) Nachmessung der Teilung ausgelaufener Rollenketten.

Im Anschluß an die Messung der neuen Rollenkette wurde eine ausgelaufene Rollenkette, die ursprünglich dieselben Abmessungen wie erstere hatte, nachgemessen. Die Teilungsmessung erfolgte in derselben Weise wie bei der Nachmessung der neuen Kette. Die Rollenabnutzung blieb zunächst unberücksichtigt, da sie das Bild der Messung nicht beeinträchtigte. Die Gesamtlänge der 85 gliedrigen Rollenkette betrug nach der Außerdienststellung 2793,5 mm. Bei einer zu Grunde liegenden Teilung von 31,75 mm durfte sie aber nur:

$$31{,}75 \times 85 = 2698{,}75 \text{ mm lang sein.}$$

Die ausgelaufene Kette und somit auch im Durchschnitt jedes Kettenglied war demnach um 3,51% zu groß.

Tabelle II.

(Durch Nachmessung ermittelte Teilung einer ausgelaufenen Rollenkette. Ursprüngliche Teilung 31,75 mm.)

	t+Δt	Abweichung in %	t+Δt	Abweichung in %	t+Δt	Abweichung in %
Außenglied	33,539	+5,64	33,594	+5,8	33,476	+5,44
Innenglied	32,312	+1,76	32,592	+2,1	32,445	+2,19
Außenglied	33,008	+3,96	33,028	+4,02	32,959	+3,8
Innenglied	32,374	+1,97	32,354	+1,9	32,333	+1,84
Außenglied	33,054	+4,1	33,131	+4,35	33,130	+4,34
Innenglied	32,452	+2,22	32,399	+2,04	32,337	+1,85
Außenglied	33,525	+5,6	33,541	+5,64	33,426	+5,27
Innenglied	32,228	+1,5	32,254	+1,59	32,263	+1,62
Außenglied	33,166	+4,45	33,081	+4,2	33,047	+4,07

Beim Aufsuchen der Teile, die für die Längung der Kette in Frage kommen, wurde gezeigt, daß die Teilungszunahme der Kette einzig und allein von der Abnutzung der Verbindung zwischen Hülse und Bolzen herrühre und daß von den übrigen Faktoren abgesehen werden kann. Es erfährt dementsprechend nicht jedes Glied der Kette eine Teilungszunahme, sondern nur immer jedes Außenglied. Dies bestätigt auch die vorstehende Tabelle II. Alle Außenglieder weisen ein bedeutend größeres Maß auf als die Innenglieder, was auch die obere Kurve in Bild 20 zeigt, welche aus den Prozentwerten der Tabelle II gebildet ist. Die Innenglieder weisen jedoch ebenfalls höhere Teilungswerte als die der neuen Kette auf, weil die Abnutzung der Rollen und der Hülsenoberflächen unberücksichtigt blieb. Eine Korrektur der Messung kann durch eine nachträgliche Berücksichtigung dieser Abnutzungen leicht vorgenommen werden. Es ist hierbei zu beachten, daß die Rollen und die Außenseiten der Hülsen an und für sich keinen Beitrag zur Teilungsänderung geben. Sie haben nur Einfluß auf das Maß der Lücke. Wenn aber die Abnutzung der Rollen und der Hülsenoberflächen u n g l e i c h vor sich geht, so erhält man bei Messung der großen Lücke L_g oder der kleinen Lücke L_k oder für einen Rollendurchmesser D_R unrichtige Werte, wodurch unter Benutzung der Formel:

$$t + \Delta t = \frac{L_g + L_k}{2} + \frac{D_{R_g}}{2} + \frac{D_{R_k}}{2}$$

sich unrichtige Teilungswerte ergeben.

Um einen Durchschnitt für die Größe der Abnutzung der Rollen und Hülsenoberflächen zu erhalten, wurden mehrere Kettenglieder auseinandergenommen und mit Hilfe des Comparators gemessen. Die Messung der Rollen ergab, daß sich

diese auf ihrem Umfang annähernd gleichmäßig abnutzen, wie es aus der nachstehenden Tabelle III zu ersehen ist, die einen Teil der Messungen wiedergibt.

Tabelle III.

(Abnutzung der Rollen einer ausgelaufenen Kette.)
Soll-Durchmesser: 19 mm

Durchmesser der Rolle:	Rolle um 90 Grad gedreht:
18,886	18,862
18,867	18,875
18,900	18,900
18,669	18,664
18,679	18,670
18,855	18,880
18,647	18,655
18,642	18,670

Aus den Werten der Tabelle III ist zu ersehen, daß die Rollen trotz der Abnutzung praktisch rund geblieben sind. Die Werte für die Rollendurchmesser können demnach für die Errechnung des Teilungswertes als hinreichend richtig angesehen werden. So muß der für die Innenglieder zu hohe Teilungswert von der einseitigen Abnutzung der Hülsenoberflächen herrühren. In der Tat zeigte eine Messung der Hülsen, daß diese nicht rund geblieben sind, wie es die nachstehende Tabelle IV beweist.

Tabelle IV.

(Abnutzung der Hülsen einer ausgelaufenen Kette.)
Soll-Durchmesser: 14 mm

Äußere Hülsendurchmesser	Hülse um 90 Grad gedreht	Unterschied in mm	Das sind % von der Teilung
13,96	14,14	0,18	0,56%
13,76	13,96	0,2	0,63%
13,9	14,05	0,15	0,47%
13,94	14,08	0,14	0,44%
—	— u.s.w.	—	—
	Im Durchschnitt:	0,167	0,524%

Es besteht somit die Möglichkeit, daß die errechneten Teilungswerte für die ausgelaufene Rollenkette durch ungenaue Werte der großen Lücke L_g und der kleinen Lücke L_k zu

hoch sind. Wird von den Teilungswerten zum ungefähren Ausgleich der Ungenauigkeit der sich aus der Tabelle IV ergebende Durchschnittswert von 0,524% abgezogen, so liegen die Werte für die Innenglieder bei der aus den korrigierten Teilungswerten gebildeten mittleren Kurve des Bildes 20 ähnlich wie die der Innenglieder der neuen Rollenkette. Die noch verbleibende Abweichung von der zu Grunde liegenden Teilung von 31,75 mm kann auf Fabrikationsunterschiede zurückgeführt werden.

Die weiter oben aufgestellte Behauptung über die Ursache der Teilungszunahme bei Rollenketten findet durch die Nachmessung eine Bestätigung, und es wird wiederholt:

Die Ursache, daß sich sonst richtig ausgeführte Rollenketten trotz Einhaltung der zulässigen Belastung während des Betriebes längen, ist einzig und allein die Abnutzung der Verbindung zwischen Hülse und Bolzen. Soll die Längung bei Ketten verhindert oder wenigstens zurückgehalten werden, ist die Abnutzung zwischen Hülse und Bolzen soweit als möglich zu verhindern.

In der Praxis und in Kettenkatalogen begegnet man häufig der Ansicht, daß gelängte Ketten sehr schnell und einfach dadurch zu heilen sind, daß man den Abstand der Kettenräder vergrößert oder ein bis zwei Glieder der Kette entfernt. Da aber der Längenzuwachs der Kette nur durch die Summe der einzelnen Teilungslängungen entsteht, so kann durch Verändern des Achsabstandes oder der Gliederzahl am fehlerhaften Eingriff der Kette nichts gebessert werden. Eine erhöhte Lebenszeit der Kette muß also durch andere Mittel erreicht werden. Die Lebenszeit der Kette wird erhöht, wenn der Verschleiß zwischen Hülse und Bolzen zurückgehalten werden kann.

Deshalb ist die nächste Aufgabe diejenigen Mittel zu betrachten, welche auf den Verschleiß zwischen Hülse und Bolzen Einfluß haben.

5. Mittel zur Zurückhaltung des Verschleißes zwischen Hülse und Bolzen.

a) Der Reibungskoeffizient.

Der Verschleiß ist eine Folge der auftretenden Reibung. Die Größe des Verschleißes wird in erster Linie vom Reibungskoeffizienten bestimmt, welcher in der Hauptsache vom Material der aufeinandergleitenden Körper und von der Schmie-

rung abhängig ist. Je kleiner der Reibungskoeffizient ist, um so geringer ist der Verschleiß.

Das Material ist nach Festigkeitsgesichtspunkten und nach Gesichtspunkten eines hohen Verschleißwiderstandes auszuwählen. Die Wahl des Materials muß um so sorgfältiger erfolgen, weil mit einer flüssigen Reibung zwischen Hülse und Bolzen bei den bestehenden Verhältnissen nicht zu rechnen ist. Bei der flüssigen Reibung ist ja bekanntlich der Einfluß des Materials von untergeordneter Bedeutung.

Als Schmiermittel für Rollenketten verwendet man heute eine Mischung, die aus zwei Teilen dickflüssigen Graphits und zehn Teilen Vaseline besteht. Diese wird mit einer Bürste nach Bedarf auf die Kette aufgetragen. Öl kann bei offenem Getriebe wegen der Gefahr des Abschleuderns nicht verwendet werden. Die Überlegung sagt jedoch, daß ein Eindringen des Fettes in ausreichendem Maße bei dem hierfür zur Verfügung stehendem geringen Spiel zwischen Innen- und Außenlaschen nicht erreicht wird. Andererseits gibt das Spiel zwischen den Innen- und Außenlaschen auch Anlaß zum Eindringen von Staub und Wasser, wodurch der Verschleiß und das Rosten von Hülse und Bolzen begünstigt wird. Diese Überlegung wurde durch Untersuchungen an Kettengliedern bestätigt.

Die untersuchten Kettenglieder zeigten durchweg, daß die zähe Fettschmierung nicht in die Hülse gedrungen war, also eine Schmierung der wichtigen Verbindung von Hülse und Bolzen nicht stattgefunden hatte. Die Kette war kurz vor der Untersuchung noch im Betrieb gewesen und außen mit einer starken Schmutz- und Fettschicht behaftet, auf der inneren Oberfläche der Hülse und auf der Bolzenoberfläche befand sich jedoch mit Ausnahme der tragenden Flächen eine dünne Rostschicht. Bild 21 zeigt drei Bolzenoberflächen. Die Anfressungen durch Rost sind deutlich zu erkennen. Der auf dem Bilde links stehende Schlußbolzen ist an den Laschensitzen durch das Mitdrehen der Außenlaschen stark abgenutzt und beweist, wie notwendig der Festsitz der Laschen auf den Bolzen bzw. den Hülsen ist.

Es ist irrig anzunehmen, daß die Hauptpflicht bei der Wartung der Ketten die Schmierung der Rollen sei, da die Abnutzung der Rollen keinen Einfluß auf die Längung der Kettenteilungen ausübt. Für die Verminderung der Abnutzung zwischen Hülse und Bolzen ist also eine ausreichende Schmierung erforderlich. Diese wird durch die Fettschmierung nicht genügend sichergestellt. Dünnflüssiges Öl kann besser zwischen Außen- und Innenlasche zur Verbindung von Hülse und Bolzen gelangen, bedingt aber, daß das Kettengetriebe in einen geschlossenen Kasten eingebaut würde.

Bei schnellaufenden Zahnrad-Getrieben wird eine gute Schmierung durch Einspritzen von Öl erreicht. Diese Schmierart kann bei Kettengetrieben nicht angewandt werden, weil die Zeit zu lang ist, welche das Öl zum Eindringen in die Hülse braucht. Es würde wahrscheinlich vorher abgeschleudert. Aber auch das Laufenlassen der Rollenkette in Öl stellt noch eine ungenügende Lösung dar. Eine mit größerer Geschwindigkeit durch das Ölbad laufende Kette drängt das Öl fort und verhindert damit ein Eindringen in die Hülse; auch wird das Öl schaumig und dringt in diesem Zustande noch schlechter ein. Schließlich hat der Widerstand, den das Öl der durchlaufenden Kette bietet, auf den Wirkungsgrad des Kettengetriebes einen erheblichen Einfluß.

Zusammenfassend ist zu sagen, daß die bestehenden Schmierverhältnisse ungenügend sind, und daß deshalb ein Verschleiß zwischen Hülse und Bolzen stets vorhanden sein muß.

b) **Der Beugungswinkel.**

Neben der Größe des Reibungskoeffizienten ist das Produkt Weg×Zeit von Einfluß auf den Verschleiß zwischen Hülse und Bolzen. Auf die Dauer der Reibung hat zunächst der Beugungswinkel Einfluß. Unter dem Beugungswinkel soll derjenige spitze Winkel verstanden sein, den zwei benachbarte Kettenglieder miteinander bilden. Bei der Bildung eines neuen Beugungswinkels tritt eine Drehung zwischen Hülse und Bolzen ein, welche Anlaß zu Verschleiß gibt. Dieser Verschleiß ist bei gleichbleibenden Schmierverhältnissen eine Funktion der Größe des Beugungswinkels. Mit abnehmendem Beugungswinkel geht auch die Dauer der Einwirkung der Reibung zurück. Es ist daher ein möglichst kleiner Beugungswinkel anzustreben.

Aus Bild *22* geht hervor, daß der Beugungswinkel nur von der Zähnezahl des Kettenrades abhängig ist und seine Größe der Zähnezahl umgekehrt proportional, nämlich Beugungswinkel

$$\text{CBC} \cdot \alpha = \frac{2\pi}{Z}.$$

Durch einen kleinen Beugungswinkel sind Hülse und Bolzen kürzere Zeit der Reibung ausgesetzt, wodurch sich der Verschleiß bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen verringert. Die Verkleinerung des Beugungswinkels ist somit ein Mittel, die Teilungszunahme zurückzuhalten. Einen kleinen Beugungswinkel erhält man bei großer Zähnezahl der Kettenräder.

c) Die Bahn der Kettenpunkte.

Das Vorstehende wäre erledigt, wenn die Kette sich zwischen den beiden Kettenrädern geradlinig bewegte, das ist jedoch bei Kettengetrieben unmöglich. Die einzelnen Kettenteile haben zwischen den Kettenrädern einen vibrierenden unruhigen Lauf.

Die Bahn eines Fadens, der straff über zwei Zylinder, die sich mit gleicher Winkelgeschwindigkeit drehen, gelegt ist, läßt sich in zwei gerade Strecken und zwei Kreisbögen zerlegen. Ersetzt man nun, wie in den Bildern 23—25, erst den einen und dann den anderen Zylinder durch je ein vierseitiges reguläres Prisma, so verändert sich auch die Bahn der Fadenpunkte, die sich umsomehr zwischen den n-Ecken einer Geraden nähern wird, je größer die Seitenzahl des n-Ecks ist.

Die ruhigste Bahn der Kettenpunkte wird demnach von einem Kettengetriebe erreicht, dessen n-Eck unendlich kleine Seiten hat, d. h. dessen n-Eck in einen Kreis übergegangen ist. Mit abnehmender Zähnezahl nimmt der unruhige Gang des Kettengetriebes zu. Da eine unendlich kleine Teilung bei Kettengetrieben nicht ausführbar ist, so ist die Vibration und Erzitterung der Kette während des Betriebes unumgänglich.

Dieser unruhige Kettenlauf ist für das Kettengetriebe nachteilig. Die Bahn, auf der jeder Punkt des ziehenden und gezogenen Trumms wandern muß, übt bei hoher Kettengeschwindigkeit, insbesondere noch bei wechselnder Belastung, Drehungen zwischen den Hülsen und Bolzen aus. Diese Verhältnisse werden durch einen vorhandenen Störeingriff noch besonders ungünstig. Da in dem ziehenden Trumm der volle Kettenzug auf der Verbindung der Kettenglieder ruht, so muß der Verschleiß zwischen Hülse und Bolzen durch diesen unruhigen Lauf der Kette befördert werden. Da die Unruhe des Kettenlaufes durch Anwendung einer möglichst kleinen Teilung gemildert wird, so liegt ein weiteres Mittel, um die Teilungszunahme bei Kettengetrieben zu verhindern, in der Verwendung einer möglichstgroßen Zähnezahl bei kleinster Teilung.

C) Übergang vom Rollenkettengetriebe zum Zahnkettengetriebe.

1. Einleitung.

Im vorigen Abschnitt war das Augenmerk auf den Verschleiß zwischen Hülse und Bolzen gerichtet, weil dieser auf den Gang und die Lebensdauer des Rollenkettengetriebes eine

ausschlaggebende Bedeutung hat. Es war gezeigt, daß zur Zurückhaltung dieses Verschleißes

1. eine Verbesserung der Schmierverhältnisse zwischen Hülsen und Bolzen anzustreben ist,
2. eine hohe Zähnezahl bei kleinster Teilung zu wählen ist,
   a) um einen kleinen Beugungswinkel zu erhalten, und
   b) um einen möglichst ruhigen Kettenlauf zu bekommen.

Diese beiden aufgeführten Punkte können nur bis zu einem gewissen Grade berücksichtigt werden. Insbesondere ist der Verkleinerung der Teilung durch Festigkeitsrücksichten bald eine Grenze gesetzt. Entweder fallen bei zu geringer Teilung die Zähne der Kettenräder zu schwach aus, wie es Bild 26 andeutet, oder die Bolzen der Kette werden zu dünn, wie es Bild 27 zeigt.

Eine Verstärkung der Zähne erhält man, ohne an der Teilung zu ändern, dadurch, daß man die Zahnspitzen wegschneidet und den Zahngrund vertieft, wie es die Schraffur in Bild 28 zeigt. Für diese veränderte Zahnform ist die alte Form der Rollenkette nicht mehr verwendbar, da sich hierbei bei den Rollen ungenügende Anlageflächen ergeben würden, wie es Bild 29 an den Zahnlücken a und b zeigt.

Eine Vergrößerung der Anlageflächen ist möglich durch eine Abweichung der Rollen vom Kreisprofil, wie es Bild 29 an der Zahnlücke c zeigt. Für die lose auf den Hülsen sitzenden Rollen ist diese Form allerdings nicht angängig, weil dadurch keine Gewähr für ein richtiges und zuverlässiges Einlaufen gegeben ist. Die Rollen müssen deshalb wegfallen, und die Hülsen, welche durch die Innenlaschen in zuverlässiger Weise gehalten werden, entsprechend ausgebildet werden. Ein so abgeändertes Kettenglied würde die in Bild 29 bei d und e angedeutete Form erhalten. Diese Form ist diejenige, welche bei den sogenannten „Geräuschlosen Zahnketten" verwendet wird.

Die Notwendigkeit, die Kettenteilung zwecks Zurückhaltung des Verschleißes zwischen Hülsen und Bolzen so klein als möglich zu halten, führt somit auf die Zahnkettengetriebe.

Dieser Übergang ist keineswegs historisch. Wenn auch bereits Galle neben der Gelenkkette Zahnketten ausgeführt hat, was ja im Vergleich mit den Zapfen- und Kammzähnen nahe lag, so ist es doch bemerkenswert, daß man auf der Suche nach Verbesserung der Rollenkette zwangläufig auf die Zahnkettengetriebe gewiesen wird.

2. Die Entwicklung der Zahnform der Zahnkettengetriebe.

Die in Bild 29 entwickelte Form der Kettenglieder, die nun im Gegensatz zu den Rollenkettengliedern als Zahnkettenglieder bezeichnet werden, ist in Bild 30 im vergrößerten Maßstab dargestellt.

Infolge des Kürzens der Zahnspitzen liegt der Außenkreis des n-Ecks außerhalb des Kopfkreises, und infolge Vertiefens der Zahnlücken ist der Fußkreis kleiner geworden. Die Zahnflanken sind nicht mehr gekrümmt, sondern gerade ausgeführt. Die Zähne der Kettenglieder füllen die Zahnlücken zunächst vollständig aus. Der von den zwei Zahnflanken gebildete Winkel γ wird im folgenden mit Flankenwinkel, der von den Außenflanken eines Zahnkettengliedes gebildete Winkel β mit Eingriffswinkel bezeichnet; der Winkel, um den sich ein Glied gegenüber dem anderen dreht, ist wieder der schon bekannte Beugungswinkel. Aus Bild 36 ist zu erkennen, daß der halbe Flankenwinkel EBD sich aus dem Dreieck EBD errechnen läßt.

Es ist der ganze Flankenwinkel $EBF = \beta - \frac{4\pi}{z}$

und somit vom Eingriffswinkel und der Zähnezahl abhängig.

3. Der Störeingriff bei Zahnkettengetrieben.

Glied 1 des Bildes 30 dreht sich beim Austritt aus dem Kettenrad zunächst um den Punkt Q, bis QR in die Richtung von PQ fällt. Alle Punkte des Gliedes 1 beschreiben daher Kreise, die Q zum Mittelpunkt und den Abstand des jeweiligen Gliedpunktes von Q zum Halbmesser haben.

Schneidet hierbei ein Kreisbogen das Zahnprofil, so bedeutet dies Störeingriff. Es werden daher alle Punkte, die beim Austritt den Fußpunkten L^1, L^2 und L^3 der Lote von Q auf die Zahnflanken folgen, Störeingriff hervorrufen. (Vergl. QF und QB.) Die bei der Austrittsbewegung Störeingriff verursachenden Flankenstellen sind schraffiert angedeutet. Bei Zahn 1 tritt kein Störeingriff auf; der Lotfußpunkt L^3 liegt außerhalb der Zahnflanke.

Wenn Glied 1 aus der Lage QR in die Lage QR' gekommen ist, ist der in Betracht kommende Drehpunkt nicht mehr Q sondern P. Der für die Beurteilung des Störeingriffs maßgebende Lotfußpunkt ist jetzt L^4.

Die Beseitigung des Störeingriffs kann nun entweder durch Änderung der Radzähne oder durch Änderung der Kettenglieder erfolgen. Der am Kopf des Zahnes 3 auftretende Störeingriff kann durch Wegnahme des störenden Teiles des Zahnes

beseitigt werden oder durch eine entsprechende Kürzung des Zahnes. Der Störeingriff am Zahnfuß des Zahnes *2* kann ebenfalls durch eine Änderung der Zahnflanken des Rades beseitigt werden. Es bliebe aber dann nicht die gerade Flanke der Zähne erhalten; deshalb wird die Beseitigung des Störeingriffes durch Änderung der Innenflanken vorgenommen. Das mit Rücksicht auf den Störeingriff nunmehr geänderte Kettengetriebe zeigt Bild 31. Der Ein- und Austritt der Kettenglieder geht hier ohne Störeingriff vor sich.

Das für ein Kettenrad von 54 Zähnen entworfene Kettenglied des Bildes 31 ist in Bild *32* mit einem Kettenrad von 27 Zähnen zusammengebracht. Da mit abnehmender Zähnezahl der Flankenwinkel kleiner und der Beugungswinkel größer wird, haben sich die Verhältnisse geändert; am Zahn *2* ist ein erneuter Störeingriff zu bemerken. Die Beseitigung erfolgt wiederum durch Änderung der Innenflanke des Kettengliedes.

Bei dem Entwurf der Flanken eines Kettengliedes ist deshalb, mit Rücksicht auf Störeingriff, vor allem das Rad mit der niedrigsten Zähnezahl zu berücksichtigen.

Die Kraftübertragung von einem Getriebeelement auf das andere gestaltet sich umso günstiger, je mehr sich die Zahnflanken der radialen Richtung nähern. Der Grenzfall, bei dem der Flankenwinkel Null ist, kann praktisch nicht verwirklicht werden, und was für ungünstige Verhältnisse sich in Bezug auf Störeingriff bei kleinem Flankenwinkel ergeben können, zeigen die Bilder 34 und 35.

4. **Der Flankenwinkel und die Zahnfestigkeit.**

Die Verkleinerung des Eingriffswinkels und damit auch des Flankenwinkels hat zwar eine günstigere Kraftübertragung zur Folge, bedingt jedoch schwache Zähne, die für die Kraftübertragung nicht widerstandsfähig genug sind. Der kleinstmöglichste Flankenwinkel wird im Folgenden ermittelt.

Ist P die in der Mitte der Zahnbreite am Kopf des Zahnes angreifende Kraft, h die Zahnhöhe, b die Zahnbreite und s die Zahnstärke am Fuß des Zahnes, so ist:

$$P.h = \frac{b}{6} \cdot s^2 . k_b \quad \text{und} \quad P = \frac{b}{6} \cdot k_b \cdot \frac{s^2}{h} .$$

Die Größe der Kraft ist also direkt proportional der Zahnbreite, der zulässigen Biegungsspannung und der Zahnstärke im Quadrat und umgekehrt proportional der Zahnhöhe. Wird bei sonst gleichbleibenden Verhältnissen der Zahnflankenwinkel geändert, so ändert sich auch das Verhältnis der Zahnhöhe zur Zahnbreite s:h. Die Größe des Verhältnisses von s:h,

welches bei Verkleinerung des Flankenwinkels nicht unterschritten werden soll, wird den normalen Zahnrädern entnommen. Hier ist die Zahnhöhe

$$h = m + 1{,}167m, \text{ worin m den Modul bedeutet,}$$

$$\text{und} \quad s = \frac{t}{2} = \frac{m \cdot \pi}{2}$$

Das Verhältnis von s:h hat demnach die Größe

$$\frac{3{,}141 \cdot m}{2 \cdot 2{,}167 \cdot m}$$

$$s : h = 0{,}724.$$

Diese Zahl soll auch für die Kettenräder zu Grunde gelegt werden.

Bild 36 zeigt einen Teil des Kettengetriebes des Bildes 30 im vergrößerten Maßstab. Die vor der Änderung der Zähne vorhandene Zahnhöhe ist

$$h = CG = QF = QJ + JF,$$

und die Zahnstärke

$$s = 2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} CG,$$

wenn der Kreisbogen GF als Gerade und als Schenkel des rechten Winkels bei G angesehen wird, welche Ungenauigkeit bei den in Frage kommenden Zahnkettenrädern zugelassen werden kann.

Das Verhältnis von

$$s : h = 2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}.$$

Nach Änderung der Innenflanken der Zahnkettenglieder läßt sich die Zahntiefe am Rade um die Strecke FU verkürzen, ohne erneut Störeingriff zu bewirken. Wenn sich nun auch durch die Ähnlichkeit der Dreiecke FGC und F'G'C das Verhältnis s:h nicht ändert, so nimmt doch der Widerstand der Zähne dadurch ab, was zu berücksichtigen ist.

Nach Änderung der Zähne des Rades durch Kürzen der Zahnköpfe hat sich auch das Verhältnis von s:h geändert, weil die Zahnhöhe kleiner geworden, die Zahnstärke aber gleich geblieben ist. Für die Größe der Änderung kann diejenige Strecke der Zahnflanke gewählt werden, welche das vom Bolzenmittelpunkt auf die Zahnflanke gefällte Lot abschneidet, in Bild 36 also die Strecke CK=BL, abgeschnitten vom Lot QL.

Die um die Strecke CK gekürzte Zahnhöhe ist durch bekannte Größen auszudrücken:

Im Dreieck BQL ist $BQ = t.\frac{\sin\frac{\alpha}{4}}{\sin\frac{\alpha}{2}}$, da Winkel $BMQ = \frac{\alpha}{2}$

und der Durchmesser des Außenkreises $= \frac{t}{\sin\frac{\alpha}{2}}$.

Der Winkel $LBQ = \left(2-\frac{4}{2.z}\right).\frac{R}{2}-\frac{\gamma}{2}$

und die Strecke $BL = BQ.\cos LBC = t.\frac{\sin\frac{\alpha}{4}}{\sin\frac{\alpha}{2}}.\cos\left[\left(2-\frac{4}{2z}\right).\frac{R}{2}-\frac{\gamma}{2}\right]$.

Die Zahnhöhe h ist $= CG = QJ + JF$,

und da $QJ = \frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{z}\right).\frac{R}{2}$ und $JF = \frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)$,

so ist $h = \frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{Z}\right)\frac{R}{2}+\frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)$

und die um CK gekürzte Zahnhöhe

$$(h-BL) = (h-CK) = \frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{Z}\right)\frac{R}{2}+\frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)-t.\frac{\sin\frac{\alpha}{4}}{\sin\frac{\alpha}{2}}.\cos\left[\quad\right]$$

Die Zahnstärke s ist $2.\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}.CG = 2.\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}.h$.

Das Verhältnis s : h demnach

$$\frac{2.\operatorname{tg}\gamma/2\left[\frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{z}\right)\frac{R}{2}+\frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)\right]}{\frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{z}\right)\frac{R}{2}+\frac{t}{2}.\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)-t.\frac{\sin\frac{\alpha}{4}}{\sin\frac{\alpha}{2}}.\cos\left[\quad\right]}$$

und nach Umformung

$$s:h = \frac{2.\operatorname{tg}\gamma/2}{1-\frac{2.\frac{\sin\alpha/4}{\sin\alpha/2}.\cos\left[\left(2-\frac{4}{2.Z}\right)\frac{R}{2}-\gamma/2\right]}{\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{Z}\right)\frac{R}{2}+\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)}}.$$

Beachtet man, daß

$$\alpha = \frac{4R}{z} \text{ und } \gamma = \beta - 2\alpha,$$

so ist das Verhältnis von s:h wiederum nur abhängig von der Zähnezahl z und dem Eingriffswinkel β.

Zu ermitteln ist im Folgenden derjenige Eingriffswinkel, bei welchem das Zahnkettengetriebe die günstigsten Verhältnisse aufweisen kann. Dazu wird verlangt:

1. ein kleiner Zahnflankenwinkel für eine günstige Kraftübertragung,
2. ein kleiner Beugungswinkel für eine möglichst ruhige Kettenbahn,
3. ein gutes Verhältnis von s:h und
4. ein großer Übersetzungsbereich.

Die Ermittlung des günstigsten Eingriffswinkels erfolgt mit Hilfe der Diagramme des Bildes 37.

Aus den Diagrammen 1, 2 und 3 ersieht man bei bestimmten Eingriffswinkeln die Zähnezahl, bei der s:h die Größe 0,724 annimmt.

Die Werte zu diesen Diagrammen sind an Hand der Formel für s:h errechnet und in Tabelle V zusammengestellt.

Demnach ist bei einem Eingriffswinkel von

$\beta = 120$ Grad bei 8 Zähnen s:h = 0,724
$\beta = 90$ „ „ 12,5 „ s:h = 0,724
$\beta = 60$ „ „ 27 „ s:h = 0,724
$\beta = 45$ „ „ 75 „ s:h = 0,724
$\beta = 42{,}5$ „ „ 107 „ s:h = 0,724
$\beta = 30$ „ (ergibt in dem Diagramm keinen Schnitt mehr)

Tabelle V.

(Tabelle V befindet sich am Schluß)

Tabelle VI gibt die Größe des Flankenwinkels γ an, welche sich bei verschiedener Zähnezahl und bei verschiedenem Eingriffswinkel ergibt. Im Diagramm 5 Bild 38 ist der Flankenwinkel in Abhängigkeit von der Zähnezahl und dem Eingriffswinkel aufgetragen.

Tabelle VI.

Z	2 . α	γ bei β=120°	γ bei β=90°	γ bei β=60°	γ bei β=45°	γ bei β=42,5°	γ bei β=30°
1	720	—					
6	120	0					
8	90	30	0				
9	80	40	10				
10	72	48	18				
12	60	30	0				
15	48	72	42	12			
16	45	75	45	15	0		
16,9	42,5	—	—	—	—	0	
20	36	84	54	24	9	6,5	
24	—	—	—	—	—	—	0
30	24	96	66	36	21	18,5	6
40	18	102	72	42	27	24,5	12
60	12	108	78	48	33	30,5	18
80	9	111	81	51	36	33,5	21
90	8	112	82	52	37	34,5	22
120	6	114	84	54	39	36,5	24
150	4,8	115,2	85,2	55,2	40,2	37,7	25,2
160	4,5	115,5	85,5	55,5	40,5	38	25,5

Verbindet man im Diagramm 5 die einzelnen Punkte, bei denen bei dem jeweiligen Eingriffswinkel das Verhältnis s:h = 0,724 wird, so erhält man eine Grenzlinie, welche angibt, wie weit mit der Größe des Flankenwinkels und Eingriffswinkels heruntergegangen werden kann, ohne daß das festgesetzte Verhältnis von s:h = 0,724 unterschritten wird. Es ist dies die strichpunktierte Linie.

Somit scheiden alle Eingriffswinkel kleiner als etwa 42 Grad aus, da ihre Kurven unter der Grenzlinie verlaufen. Es fragt sich nun, welcher Eingriffswinkel über 42 Grad gewählt werden soll. Der Winkel von 42,5 Grad liegt mit der Kurve annähernd auf der Grenzlinie. Er würde also der Forderung eines möglichst kleinen Flankenwinkels am nächsten kommen. Leider beginnt seine Zähnezahl erst mit 107 Zähnen, bei welcher Zahl seine Kurve die Grenzlinie schneidet. Es sind also auch in dieser Beziehung Rücksichten zu nehmen, wenn die Zahnkettenräder nicht zu großen Umfang erhalten sollen.

Die von den Kettenfabriken hergestellten Zahnketten weisen im allgemeinen einen Eingriffswinkel von 60 Grad auf, so die von der Renold-Kettenfabrik, der Coventry-Kettenfabrik, der Wippermann-A.G. und der Kettenfabrik Autok. Wippermann und Autok verwenden neben einem Eingriffswinkel von 60 Grad auch den von 75 Grad, während die „Link-Belt-Company" einen von 55 Grad nimmt.

Es ist bemerkenswert, was Praetorius (4) über die Wahl des Eingriffswinkels bei der Renold-Kettenfabrik erwähnt:

„. . . Der Winkel von 52 Grad gab gute Ergebnisse, doch mußte das kleine Rad größer als erwünscht gehalten werden. Der Winkel von 80 Grad ließ sich für Räder mit mehr als 60 Zähnen nicht verwenden, weil die Zähne zu flach für den richtigen Eingriff wurden. Der Winkel von 60 Grad erlaubte den größten Spielraum in Bezug auf den Teilkreisdurchmesser und die Zähnezahl, so daß er in der Praxis die entsprechende Verwendung fand."

Daß der Eingriffswinkel von 80 Grad nicht zweckmäßig ist, zeigt Diagramm 5 des Bildes 38. Hier läge die Kurve des Eingriffswinkels 80 Grad sehr hoch, hätte also große Flankenwinkel. Aber auch die Kurve des Eingriffswinkels von 60 Grad liegt noch in einem Bereich hoher Flankenwinkel. Zudem tritt der Nachteil eines großen Beugungswinkels auf. Ein kleiner Beugungswinkel ist jedoch anzustreben.

Der Beugungswinkel verkleinert sich mit zunehmender Zähnezahl und errechnet sich aus 360:z. Im Diagramm 4 des Bildes 37 ist der Beugungswinkel in Abhängigkeit von der Zähnezahl aufgetragen. Der Beugungswinkel wächst von einer Zähnezahl $z = 20$ abwärts sehr rasch an und hat günstige Werte erst von etwa $z = 100$ an aufwärts.

Im Diagramm Bild 38 ist die Größe des Beugungswinkels bei der Zähnezahl 10,20 usw. angegeben. Bei 15 Zähnen ist noch ein Beugungswinkel von 24 Grad; höher als 7 bis 9 Grad sollte der Beugungswinkel aber nicht sein, das heißt die geringste Zähnezahl bei Kettengetrieben sollte etwa 40 Zähne nicht unterschreiten. Der in Bezug auf den Flankenwinkel günstigste Eingriffswinkel würde dabei etwa 50 Grad betragen.

Diese im vorstehenden ermittelten Zahlen weichen beträchtlich von denen ab, welche in Katalogen und Aufsätzen über Kettengetriebe angeführt werden. Dort findet man als Mindestzähnezahl 15 Zähne und als Eingriffswinkel meist 60 Grad angegeben. Der Grund, weswegen die Zähnezahl in der Praxis niedrig gehalten wird, ist darin zu sehen, daß bei niedriger Zähnezahl der Durchmesser der beiden Zahnräder ebenfalls niedrig wird und dadurch das Getriebe billiger kommt. Das bedingt aber ein Verzichten auf Mittel, mit denen die Kettengetriebe verbessert werden können.

Daß eine Verbesserung der Kettengetriebe durch Erhöhung der Zähnezahl und Verkleinerung des Eingriffswinkels zu erzielen ist, bestätigen auch die folgenden Äußerungen über Kettengetriebe:

So schreibt Myers: (7) „. . . both chain and sprockets wear much longer and chains operate more quietly over large sprockets than over small diameters."

Und Machinery's Handbook: (14) „. . . The number of teeth in chain sprockets should be as large as is consistent with other conditions. A large number of teeth will reduce the noise, the wear of the chain on the sprockets, and the loss of energy from friction."

Der englisch-amerikanische Normungsausschuß stellte fest, (10) daß beim Anwachsen der Zähnezahl ebenfalls der Wirkungsgrad der Kettengetriebe steige.

An ausgeführten Getrieben ist zu beobachten, daß die für das Ritzel in Katalogen vorgesehene Mindestzähnezahl von 15 Zähnen selten gewählt wurde. Staniar (20) fügt einem Artikel über Kettengetriebe unter dem Titel „The Control of Mechanikal Power Transmission" Abbildungen bei, aus denen zu entnehmen ist, daß die Ritzel der dort abgebildeten schweren Maschinen 24, 26 und 33 Zähne haben.

Bemerkenswert ist ferner die Feststellung des englisch-amerikanischen Normungsausschusses, (10) daß eine hohe Kettengeschwindigkeit nicht so zerstörend wirkt wie eine hohe Kettenrad-Winkelgeschwindigkeit.

Schließlich sei noch bemerkt, daß die Erhöhung der Mindestzähnezahl auf den verlangten Wert von 40 Zähnen bei Zahnkettengetrieben nicht größere Kettenraddurchmesser als bei Rollenkettengetrieben ergibt, wie es nachstehende Tabelle VII zeigt:

Tabelle VII.

(Die Werte sind dem Hauptkatalog 1924/25 der Wippermann-A.G. entnommen.)

	Teilung in mm	Zerreißfestigkeit in kg	Durchmesser des Ritzels in mm bei 20	40 Zähnen
Rollenkette	15,9	1100	101,5	202,3
Zahnkette	8	1204	50,51	101,65

5. Konstruktive Ausbildung der Zahnkette.

Wie die Untersuchung der Rollenkette zeigt, ist der Verbindung zwischen Hülse und Bolzen ganz besondere Aufmerksamkeit zuzuwenden, weil diese für die Lebensdauer der Kettengetriebe von ausschlaggebender Bedeutung ist. Es war gezeigt, daß zur Zurückhaltung des Verschleißes zwischen Hülse und

Bolzen eine möglichst hohe Zähnezahl und eine möglichst kleine Teilung anzustreben ist. Es bleibt aber noch Reibung zwischen Hülse und Bolzen übrig, die auf Verschleiß hinwirkt. Staniar (20) schreibt darüber: „... There are several makes and designs of silent chains manufactured, but the fundamental difference of construction and the crux of silent chain transmission is in the structure of the joint."

Es ist nun vielfach versucht worden, diesen unangenehmen Konstruktionspunkt bei den Kettengetrieben zu verbessern. Zunächst suchte man durch hochwertige Materialverwendung den Verschleiß zurückzuhalten. Bei den Rollenketten hat man sich damit begnügt. Rollen, Hülsen und Bolzen erhalten gehärtete Oberflächen, um für den Verschleiß widerstandsfähiger zu sein. Bei den Zahnketten ist man weiter gegangen. Hier wurde die gleitende Reibung durch wälzende Reibung ersetzt. Bild 39 zeigt das Prinzip von vier Verbindungen von Zahnkettengliedern, von denen Verbindung I und II für gleitende Reibung, Verbindung III und IV für wälzende Reibung vorgesehen ist.

6. Zusammenfassung.

Zusammenfassend ist zu sagen, daß die Rollenketten als Getriebeelement für schnellaufende Kettengetriebe (v = 6 m/sec. und mehr) keine Berechtigung mehr haben, daß vielmehr als Getriebeelement für schnellaufende Kettengetriebe nur die Zahnketten in Frage kommen. Bei diesen wird die Teilungszunahme zurückgehalten, wenn die Verbindung der Zahnkettenglieder für wälzende Reibung vorgesehen ist, wenn die Zähnezahl des Ritzels nicht weniger als etwa 40 Zähne und der Eingriffswinkel etwa 50 Grad beträgt. Da auch die Teilung so klein als möglich zu wählen ist, so bringt der Eingriffswinkel von 50 Grad den Nachteil mit, daß der Bolzendurchmesser bzw. die Stärke der Wiegenelemente beschränkt ist. Sind bei einer gewählten Teilung größere Kräfte zu übertragen, und würde die Kettenbreite zu groß ausfallen, so hilft man sich mit einer Unterteilung der Kettenbreite, wie es Bild 40 zeigt. (Bild 40 siehe hinter Bild 17.)

Wie gering die Teilungszunahme bei Zahnketten gegenüber Rollenketten ausfällt zeigte ein Versuch, den die De La Vergue Co. mit einer 4,88 m langen Whitney-Kette, die sie für Dieselmaschinen anwendet, angestellt hat; es ist festgestellt worden, daß sich diese Zahnkette in einem zweijährigen Dauerbetrieb nur um 1,6 mm gelängt hat. (33) Das wäre also nur eine Längung von 0,033%.

D) Der Stand der Normung.

Die Normung der Rollenketten sowie der Zahnketten ist der Schwierigkeit halber wie bei den Zahnrädern stark zurück.

Die Normung der Zahnketten ist noch in Vorbereitung. Die Normung der Rollenketten wurde von zwei Seiten aus in Angriff genommen:

1. von der deutschen Seite durch den Fachnormenausschuß der Kraftfahrindustrie (seit etwa 1918), welcher mit dem Normenausschuß Deutscher Industrieller (N.D.I.) Hand in Hand geht, und

2. von der englisch-amerikanischen Seite durch die

a) Assossiation of the American Society of Mechanical Engineers (A.S.M.E.) (1. Tagung Sept. 1917),

b) Society of Automotiv Engineers (S.A.E.) (1.Tagung 1917), welche beiden Ausschüsse sich Ende 1917 zur gemeinsamen Arbeit vereinigten und im Frühling darauf mit der in England entstandenen Organisation der englischen Kettenfabrikanten

c) The Assossiation of British Driving Chain Manufacturers in Fühlung traten. Im Jahre 1920 wurde in New York dann eine gemeinsame Sitzung abgehalten, der sich noch die

d) American Gear Manufacturers Assossiation (A.G.M.A.) angeschlossen hatte. (10)

Der deutsche Ausschuß beschäftigte sich zunächst mit der Normung der Rollenkette, der engl.-amerikanische mit der Normung des Rollenkettenrades und der dazugehörigen Fräser.

Es ist bemerkenswert, daß das von dem deutschen Ausschuß herausgegebene Normblatt KrW 501 für die Teilung nur eine Plustoleranz vorsieht, sich also mit der im Verlauf dieser Untersuchung aufgestellten gleichen Forderung deckt; die Normung berücksichtigt jedoch nicht das Spiel zwischen Hülse und Bolzen, um welches die Teilung zwischen zwei Innengliedern vergrößert wird, wenn die Kette auf Zug beansprucht wird. Die Außenglieder sollten um dieses Spiel kleiner gehalten werden.

Der engl.-amerikanische Ausschuß stellte einen Entwurf für die Rollenkettenradzähne auf, welcher, ebenfalls wie die vorstehende Untersuchung, verlangt, daß die Rollen in ihre Zahnlücken beim Ein- und Austritt gelangen, ohne an den Zahnflanken entlangzugleiten, (10) d. h. für die Kraftübertragung soll nur der Umschlingungsbereich herangezogen werden.

Der deutsche Ausschuß sieht 14 Teilungen, der englisch-amerikanische 12 Teilungen vor. (Siehe Tabelle VIII.)

Tabelle VIII.

Deutsche Kettenteilungen in mm	und Plustoleranzen mm		Amerikanische Kettenteilungen mm	
9,5	+0,05	44,5 +0,10	9,5	44,5
12,7	+0,06	50,8 +0,10	12,7	50,8
15,9	+0,06	57,2 +0,12	15,9	63,5
19,1	+0,06	63,5 +0,12	19,1	76,2
25,4	+0,08	69,9 +0,14	25,4	101,6
30,0	+0,08	76,2 +0,16	31,8	
35,0	+0,08		38,1	
38,1	+0,10			

Ebenso wie die Zahnräder nach bestimmten Fräsersätzen, dem 8 teiligen und dem 15 teiligen, hergestellt werden, sollen auch die Rollenkettenräder nach Vorschlag des engl.-amerikanischen Ausschusses nach bestimmten Fräsersätzen gearbeitet werden.

Die Anwendung von Fräsersätzen bei der Herstellung von Zahnrädern bringt ungenaue Zahnflanken mit sich. Die Fehler sind umso größer, je kleiner die Satzzahl ist. Bei der Herstellung von Rollenkettenrädern hat die Form der Zahnflanken einen bedeutend geringeren Einfluß auf den einwandfreien Gang des Getriebes, weil die Rollen ohne Berührung der Zahnflanken zum Eingriff kommen sollen.

Daher ist von dem Normenausschuß nur ein fünfteiliger Fräsersatz vorgesehen.

Ein Fräser für Räder mit 7 bis 8 Zähnen
„ „ „ „ „ 9 bis 11 „
„ „ „ „ „ 12 bis 17 „
„ „ „ „ „ 18 bis 34 „
„ „ „ „ „ 35 und darüber.

III. Schluß.

1. Besprechung der Untersuchung von Lawson.

In der über Kettengetriebe handelnden Literatur befindet sich, soweit es sich feststellen ließ, nur ein Artikel, der sich mit der Theorie der Kettengetriebe befaßt. Es ist die von Lawson 1920 unter dem Titel „On Chain Driving Theorie" veröffentlichte Abhandlung. (9)

Lawson ist gleich zu Beginn seiner theoretischen Untersuchung ein Fehler unterlaufen, der sich dann durch die ganze Arbeit zieht. Da er in der Einleitung zwanzig Faktoren aufzählt, die auf den Gang des Kettengetriebes Einfluß ausüben können, und zunächst keine Möglichkeit hat, die Höhe des Einflusses irgend eines Faktors anzugeben, so schlägt er den Weg der Kettenbahnuntersuchung ein, hoffend, daß sich daraus Fingerzeige für die Verbesserung der Kettengetriebe ergeben würden. Seinen Kettenbahnversuchen schickt er eine theoretische Untersuchung voraus und schreibt:

". . . The "true" pitch circle diameter of a wheel may be calculated from the formula:

$$\text{Pitch circle dia.} = \text{p. cose } \alpha \text{ inches} \qquad \text{(a)}$$

where p = pitch in inches

T_r = Number of theeth in driver wheel (or driven wheel T_n)

$$\text{and } \alpha = \frac{180}{T_r}.$$

The speed in feet per minute of any point on the pitch circle is equal to:

$$\frac{\pi \,.\, p \,.\, N \,.\, \text{cosec } \alpha}{12} \text{ feet per minute} \qquad \text{(b)}$$

where N = revolution per minute".

Hierbei muß beachtet werden, daß die Teilung p im Sehnenmaß gemessen ist. Lawson schreibt weiter:

"If the chain is running towards the wheel, the "straight" speed is equal to:

$$\frac{p \,.\, N \,.\, T_r}{12} \text{ feet per minute or } \frac{180 \,.\, p \,.\, N}{12 \,.\, \alpha} \text{ feet per Minute} \qquad \text{(c)}$$

und beachtet anscheinend nicht, daß in diesem Falle p im Bogenmaß gemessen ist; denn er zieht folgenden Trugschluß:

"It must be noted, that the speed (b) is always greater than the speed (c) since the linear measurement of the circumference of the "true" pitch circle is always greater than the linear measurement of a polygon composed of T_r sides of length p. Or expressed otherwise:

$$\text{speed (b)} : \text{speed (c)} :: \alpha : \frac{180 \,.\, \sin \alpha}{\pi} \qquad \text{(d)}$$

and α is always greater than $\frac{180 \,.\, \sin \alpha}{\pi}$."

Dies erscheint schon nach der Überlegung falsch und ist auch sofort zu widerlegen. Lawson beging den Fehler, Bogenmaß und Sehnenmaß gleich zu setzen.

Es ist:

nach deutscher Schreibweise — nach englischer Schreibweise

die Teilkreisgeschwindigkeit:

$$u = \pi \cdot D \cdot n \text{ (m/Min.)} \qquad \text{speed (b)} = \frac{\pi \cdot ps \cdot N \cdot \operatorname{cosec} \alpha}{12} \text{ (f/m)}$$

$$u = \pi \cdot ts \cdot n \operatorname{cosec} \alpha$$

worin $\alpha = \frac{180}{z}$ und ts bezw. ps = Sehnenmaß.

Die Kettengeschwindigkeit:

$$v = \pi \cdot D \cdot n \qquad \text{speed (c)} = \frac{180 \cdot pB \cdot N}{\alpha \cdot 12}$$

$$v = z \cdot tB \cdot n$$

wenn tB bezw. pB = Bogenmaß.

Es besteht nun zwischen dem Sehnenmaß und dem Bogenmaß das Verhältnis:

$$\frac{tB}{ts} = \frac{\frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \alpha}{180}}{2 \cdot r \cdot \sin \alpha} \qquad \frac{pB}{ps} = \frac{\frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \alpha}{180}}{2 \cdot r \cdot \sin \alpha}$$

$$tB = ts \cdot \frac{\pi \cdot \alpha}{180 \cdot \sin \alpha} \qquad pB = ps \cdot \frac{\pi \cdot \alpha}{180 \cdot \sin \alpha}$$

Wird der Wert für die Bogenteilung in die Gleichung für die Kettengeschwindigkeit (c) eingesetzt, ergibt sich:

$$v = z \cdot n \cdot ts \cdot \frac{\pi \cdot \alpha}{180 \cdot \sin \alpha} \qquad \text{speed (c)} = Tr \cdot N \cdot ps \cdot \frac{\pi \cdot \alpha}{180 \cdot \sin \alpha}$$

und somit das Verhältnis:

$$\frac{u}{v} = \frac{\pi \cdot ts \cdot n \cdot \operatorname{cosec} \alpha}{z \cdot n \cdot ts \cdot \frac{\pi \cdot \alpha}{180 \cdot \sin \alpha}} \qquad \frac{\text{speed (b)}}{\text{speed (c)}} = \frac{\pi \cdot ps \cdot N \cdot \operatorname{cosec} \alpha \cdot 12 \cdot}{12 \cdot 180 \cdot N \cdot ps \cdot \frac{\pi \cdot \alpha}{180 \cdot \sin \alpha}}$$

$$u : v = 1 : 1 \qquad \text{speed (b)} : \text{speed (c)} :: 1 : 1.$$

Ein Unterschied zwischen der Teilkreisgeschwindigkeit und der Kettengeschwindigkeit besteht somit nicht. Lawson verwendet jedoch die falsche Schlußfolgerung für seine weitere Untersuchung. Er schreibt:

". . . Firstly at dead slow speed it is obvious that the path of a stud travelling towards the driver wheel is composed of arcs of the "true" pitch circle, the chord of the arcs being equal to p, see Fig. 1." Siehe Bild 41.)

Hier hätte Lawson hinzufügen müssen, daß diese Erscheinung nur bei einem Übersetzungsverhältnis der Kettenräder von 1:1 und bei gleichsinniger Stellung der Räder eintritt.

". . . Take the case of a wheel which is travelling without cyclic variation; the speed at any point on the arc is constant. In Fig. 2 (s. Bild 41) let EFG = pitch circle

DA = pitch = AB = BH.

The velocity at any point X in the pitch circle may be resolved into horicontal and vertical velocity—the horicontal velocity being proportional to XM, the vertical velocity proportional to XN, when XY represents the velocity at the point X, which may be found from formula (b).

Hence XM = horicontal velocity at point X
= XY. cos MXY
= XY. cos ϑ where ϑ is = XOE.

And XN = vertical velocity at point X
= XY. sin MXY
= XY. sin ϑ.

Now XY from formula (b) $\frac{\pi \,.\, ps \,.\, N \,.\, \operatorname{cosec} \alpha}{12}$ feet/Min.

Hence horicontal velocity at point X

$$= \frac{\pi \,.\, ps \,.\, N \,.\, \operatorname{cosec} \alpha \,.\, \cos \vartheta}{12} \text{ feet/Min.} \qquad \text{(e)}$$

And vertical velocity at point X

$$= \frac{\pi \,.\, ps \,.\, N \,.\, \operatorname{cosec} \alpha \,.\, \sin \vartheta}{12} \text{ feet/Min.} \qquad \text{(f)}$$

It follows that the horicontal velocity at the point A, where $\vartheta = \alpha$

$$= \frac{\pi \cdot ps \cdot N \cdot \cot \alpha}{12} \qquad \text{(g)}$$

which, when α is acute, is always less than speed (c). And since speed (c) is always less than speed (b), which is the horicontal velocity at the point E, there must be some point between A and E, at which the horicontal velocity equals speed (c)."

Der erste Trugschluß verleitet Lawson also zu einem weiteren. Da er die Teilkreisgeschwindigkeit als immer größer als die Kettengeschwindigkeit annimmt, so sucht er den Punkt, bei welchem die horizontale Komponente der Teilkreisgeschwindigkeit gleich der Kettengeschwindigkeit ist, bei welchem Punkt also nach seiner Ansicht das Rad die Kette überholt und diese dabei mitreißt. Er bezeichnet diesen Punkt als den Beginn des Kraftschlusses.

". . . Let X be the point, (at which the horicontal velocity equals speed (c):

The horicontal velocity of $X = \frac{\pi \cdot p_s \cdot N \cdot \operatorname{cosec} \alpha \cdot \cos \vartheta}{12}$ by (e)

and the speed (c) is $\frac{180 \cdot p_B \cdot N}{12 \cdot \alpha}$.

These are equal if $\pi \cdot \operatorname{cosec} \alpha \cdot \cos \vartheta = \frac{180}{\alpha}$

or $\cos \vartheta = Tr \cdot \frac{\sin \alpha}{\pi}$ (k)".

Auch diese Formeln bekommen ein anderes Gesicht, wenn das Bogenmaß p_B durch das Sehnenmaß und den dazugehörigen Umrechnungsfaktor ersetzt wird. Dann ist:

$$\pi \cdot N \cdot p_s \cdot \frac{\operatorname{cosec} \alpha \cdot \cos \vartheta}{12} = \frac{180 \cdot N \cdot p_s \cdot \pi \cdot \alpha}{180 \cdot 12 \cdot \sin \alpha \cdot \alpha}$$

$$\operatorname{cosec} \alpha \cdot \cos \vartheta = \frac{1}{\sin \alpha}$$

Diese Gleichung wird erfüllt, wenn $\cos \vartheta = 1$ wird, d. h. der Winkel $\vartheta = 0$.

Die von Lawson unter Benutzung der Formel (k) aufgestellte Tabelle für verschiedene Zähnezahlen ist somit auch hinfällig.

Im weiteren untersucht Lawson den Stoß, welcher infolge der ungeradlinigen Kettenbahn von dem Kettenbolzen auf das Rad beim Eintritt ausgeübt wird. Er schreibt:

". . . Point of impact. It is obvious that the point A on the pitch circle (s. Fig. 2 und 3 Bild 41) may be accepted as the theoretical point of impact. In Fig. 3 AK represents the direction of pull of chain at point A and AL represents of pull from wheel at point A.

The pull AK = pull AL.

Hence impact pull AJ must be such as will make AL the resultant of AK and AJ. Now

$$\frac{AJ}{2} = AL \cdot \sin \alpha \text{ or } AJ = 2 \cdot AL \cdot \sin \alpha.$$

Now if AK which = AL = pull on chain, the vertical impact blow must be equal to

$2 \cdot f \cdot \sin \alpha$ where f is the pull on the chain.

The following table gives values of vertical impact blow for various number of teeth, when the speed is such that the point of impact is the point A."

Table II.

Tr	Impact in Terms of pull	Tr	Impact in Terms of pull
8	pull. 1,0	20	pull. 0,313
9	pull. 0,684	30	pull. 0,209
10	pull. 0,618	45	pull. 0,134
12	pull. 0,518	60	pull. 0,105
15	pull. 0,416	90	pull. 0,067
18	pull. 0,347		

Die Abhängigkeit der Größe des Stoßes von der Zähnezahl zeigt das Diagramm des Bildes 41. Die bei Kettengetrieben übliche Mindestzähnezahl von 15 bis 20 Zähnen liegt demnach in einem Bereich hoher Stoßverluste. Durch Heraufsetzung der Mindestzähnezahl auf etwa 40 Zähne, wie sie schon mit Rücksicht auf andere Gesichtspunkte im Verlauf der vorliegenden Arbeit vorgeschlagen wurde, wird demnach auch der Stoß der Kette auf das Rad stark vermindert.

Lawson betrachtet die Folgen des Stoßes unter dem Gesichtspunkt der Materialermüdung und des Verschleißes.

"... Damage done by impact may be considered under two headings: 1. Invisible damage such as fatigue of material, 2. Visible damage such as the loss or malformation of metal from the tooth of a wheel, back of liner, face of silent link surface of roller etc...."

Lawson stellt dann eine Berechnungsformel für die Wirtschaftlichkeit und Lebensdauer der Kettengetriebe unter Berücksichtigung des Stoßverlustes auf und kommt zu dem Ergebnis, daß die Räder mit höheren Zähnezahlen einen billigeren Betrieb ergeben, als die mit geringerer.

Im letzten Abschnitt behandelt Lawson seine Kettenspurversuche. Die Aufzeichnungen seiner Kettenbahnen, die natürlich ebenfalls aus kreisbogenähnlichen Kurven zusammengesetzt sind, werden von Lawson so ausgewertet, daß sie seine Theorie über die Kettenbahnen bestätigen. Da er auch hier auf die Formel (d) hinauswill, welche sich nach dem Vorhergehenden als falsch erweist, so hat die Auswertung seiner Spurversuche keine Bedeutung.

2. Das Ergebnis der vorstehenden Untersuchung.

a) Das Ergebnis der Untersuchung der Triebstockverzahnung.

Die Triebstockverzahnung zeigt außer in zwei besonderen Fällen, nämlich bei der Daumenkurve in der Nähe des Centralpunktes, und bei Anwendung eines kleinen Triebstock-Wälz-

kreisradius und eines unendlich großen Zahnradradius, durchweg schlechte Gleitverhältnisse.

Die Anwendung der Triebstockverzahnung ist daher auf abnormal große und abnormal kleine Verhältnisse und dort, wo der Wirkungsgrad keine Rolle spielt, beschränkt.

b) Das Ergebnis der Untersuchung der Rollenkettengetriebe.

Das Ergebnis der vorstehenden Untersuchung in Bezug auf die Rollenkettengetriebe ist folgendes:

1. Es wurde gezeigt, daß die Rollenkettengetriebe nicht unbedingt den Verzahnungsgesetzen unterworfen sind, und daher die ungünstigen Gleitverhältnisse der Triebstockverzahnung umgangen werden können.

2. Die Kraftübertragung soll nur im Umschlingungsgebiet erfolgen. Die Zahnform ist dementsprechend auszubilden.

3. Die Kraft verteilt sich gleichmäßig über alle im Eingriff stehenden Zähne, wenn

a) jede Zahntiefe, gemessen vom Außenkreis des n-Ecks bis zum tiefsten Sitzpunkt des Bolzens im Zahngrund, gleich ist dem Bolzenradius, und wenn der Außenkreis zentrisch zur Drehachse liegt;

b) wenn die Seiten des n-Ecks unter sich gleich sind und zwar gleich dem zu Grunde liegenden Teilungsmaß des Kettengetriebes;

c) wenn die Kettenteilung überall dem zu Grunde liegenden Teilungsmaß entspricht und die Bolzen der Kette rund sind;

d) wenn elastische Formänderungen als nicht vorhanden angenommen werden.

4. Treffen diese Voraussetzungen zu, dann ist der zwischen jedem Zahn und Bolzen herrschende spezifische Flächendruck

$$p = \frac{4 \cdot P \cdot \cos \varphi_1}{\pi \cdot n \cdot r \cdot b},$$

worin P die Umfangskraft, n die Zahl der im Eingriff stehenden Zähne, r den Bolzenradius, b die Zahnbreite und φ_1 den Umschlingungswinkel bedeuten.

5. Da die Voraussetzungen gleichmäßiger Kraftübertragung schwer einzuhalten sind, müssen für die Abmessungen Toleranzen zugelassen werden. Diese Toleranzen sind nur statthaft: bei der Zahntiefe nach dem größeren Maß hin,
bei den Seiten des n-Ecks nach dem kleineren Maß hin,
bei der Kettenteilung nach dem größeren Maß hin.

6. Eine Längung der Rollenkette erfolgt praktisch im allgemeinen nur durch Zunahme des Spieles zwischen Hülse und Bolzen.

7. Die Teilung der Außenglieder einer Rollenkette sollte um das Spiel, welches zwischen Hülse und Bolzen zugelassen werden muß, kleiner gehalten werden als das zu Grunde liegende Teilungsmaß.

8. Die Zunahme der Teilung, welche praktisch nur durch den Verschleiß zwischen Hülse und Bolzen erfolgt, wird zurückgehalten;

a) durch gute Schmierverhältnisse,

b) durch eine hohe Zähnezahl (Voraussetzung für einen kleinen Beugungswinkel),

c) durch eine kleine Teilung (Voraussetzung für einen möglichst ruhigen Kettenlauf).

9. Das Erfordernis einer kleinen Teilung führt auf die Zahnkette.

c) Das Ergebnis der Untersuchung der Zahnkettengetriebe.

1. Der Entwurf der Flanken eines Zahnkettengliedes ist mit Rücksicht auf Störeingriff an Hand des Rades mit der kleinsten Zähnezahl durchzuführen.

2. Die Kraftübertragung gestaltet sich mit abnehmendem Zahnflankenwinkel günstiger.

3. Eine Längung der Zahnkette erfolgt praktisch im allgemeinen nur durch Verschleiß der Gliedverbindungen.

4. Dieser Verschleiß wird zurückgehalten

a) durch einen möglichst kleinen Reibungskoeffizienten in der Gliedverbindung,

b) durch eine hohe Zähnezahl und

c) durch eine kleine Teilung.

5. Durch Verkleinerung des Flankenwinkels wird zwar die Kraftübertragung günstiger, jedoch nimmt das Widerstandsmoment der Kettenradzähne ab.

6. Das Verhältnis der Zahnstärke zur Zahnhöhe ist nur von dem Eingriffswinkel und der Zähnezahl abhängig.

7. Als günstiger Eingriffswinkel wird der von 50 Grad vorgeschlagen.

8. Als Mindestzähnezahl sollten 40 Zähne nach Möglichkeit eingehalten werden.

9. Bei der Heraufsetzung der Mindestzähnezahl von 20 auf 40 Zähne werden die Zahnkettenräder trotzdem nicht größer als Rollenkettenräder mit 20 Zähnen bei gleicher Kraftübertragung.

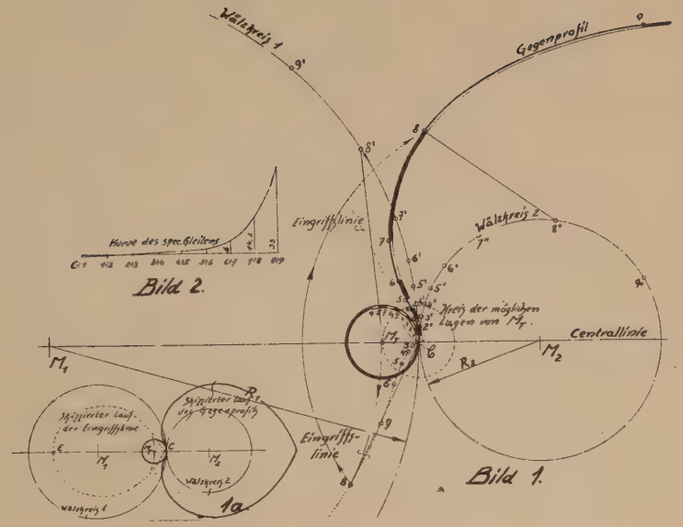


Bild 1.

Bild 2.

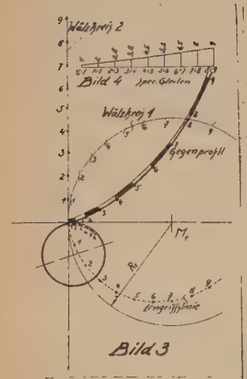


Bild 3

Bild 4 spec. Gleiten

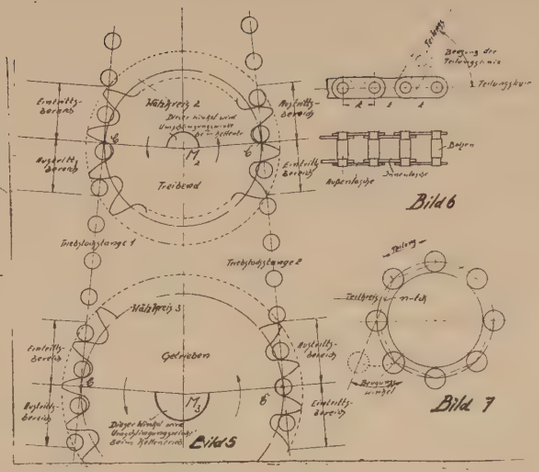


Bild 6

Bild 7

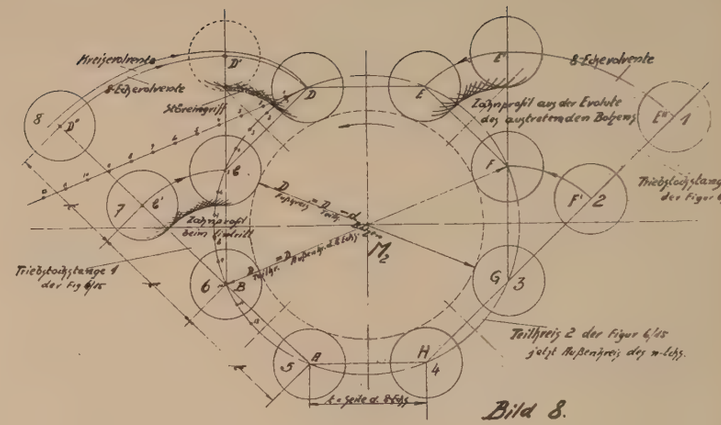


Bild 8.

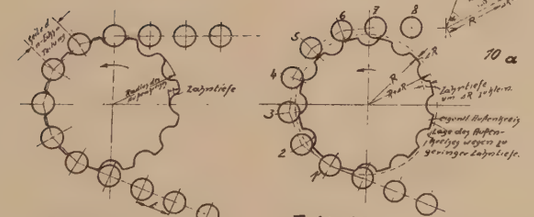


Bild 9.

Bild 10

Bild 11

Bild 12.

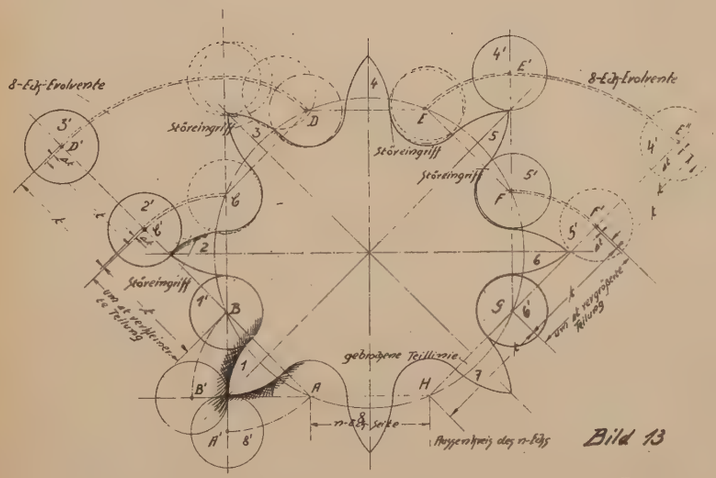


Bild 13

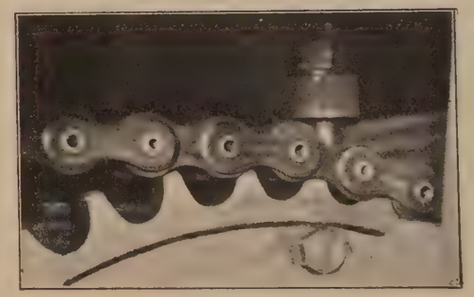
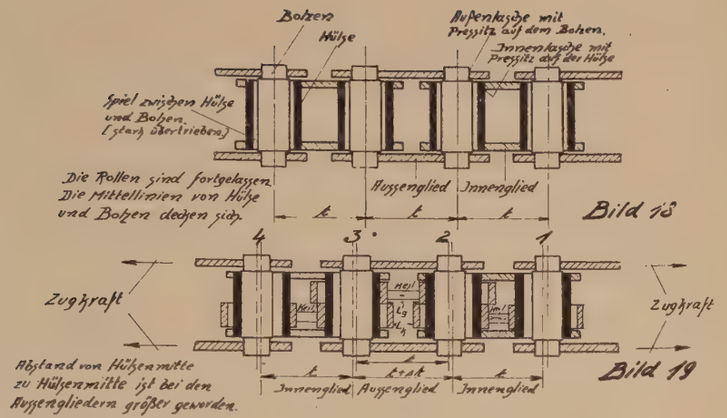
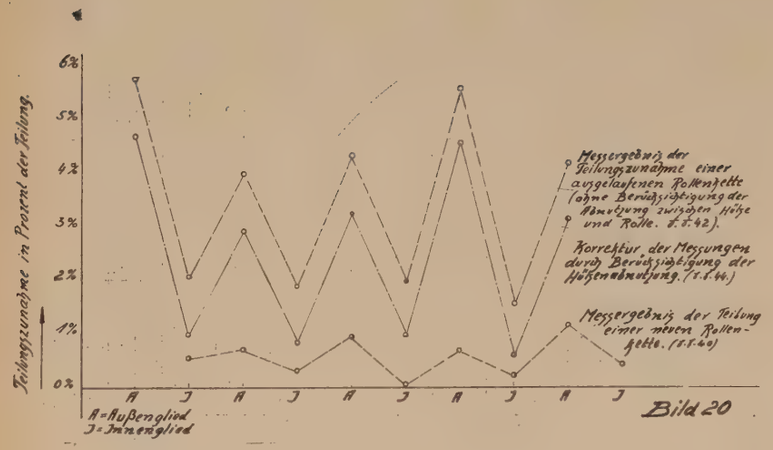


Bild 14.


Bolzen
Hülse
Außenkasche mit Preßsitz auf dem Bolzen.
Innenkasche mit Preßsitz auf der Hülse
Spiel zwischen Hülse und Bolzen. (stark übertrieben)
Die Rollen sind fortgelassen. Die Mittellinien von Hülse und Bolzen decken sich.
Aussenglied
Innenglied
t
Bild 18
4
3
2
1
Zugkraft
Zugkraft
Abstand von Hülsenmitte zu Hülsenmitte ist bei den Aussengliedern größer geworden.
Innenglied
Aussenglied
Innenglied
Bild 19


Teilungszunahme in Prozent der Teilung.
6%
5%
4%
3%
2%
1%
0%
A
J
Messergebnis der Teilungszunahme einer ausgelaufenen Rollenkette (ohne Berücksichtigung der Abnutzung zwischen Hülse und Rolle. 8.7.42).
Korrektur der Messungen durch Berücksichtigung der Hülsenabnutzung. (8.8.44.)
Messergebnis der Teilung einer neuen Rollenkette. (8.8.40)
A=Außenglied
J=Innenglied
Bild 20

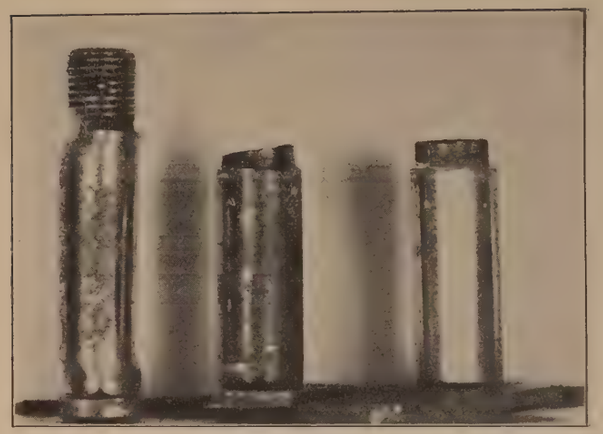


Bild 21.

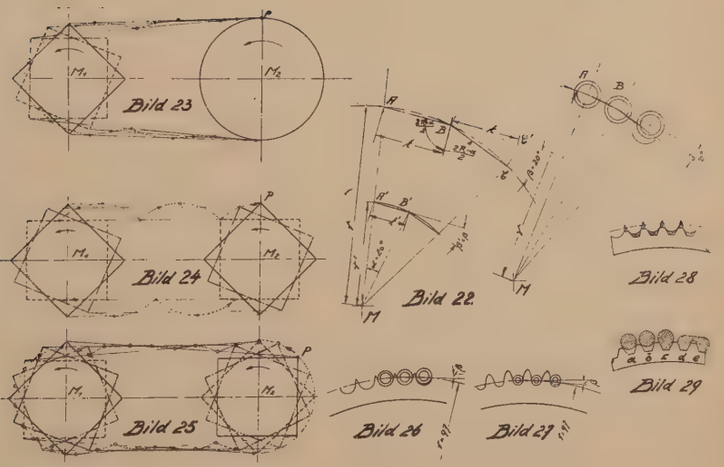
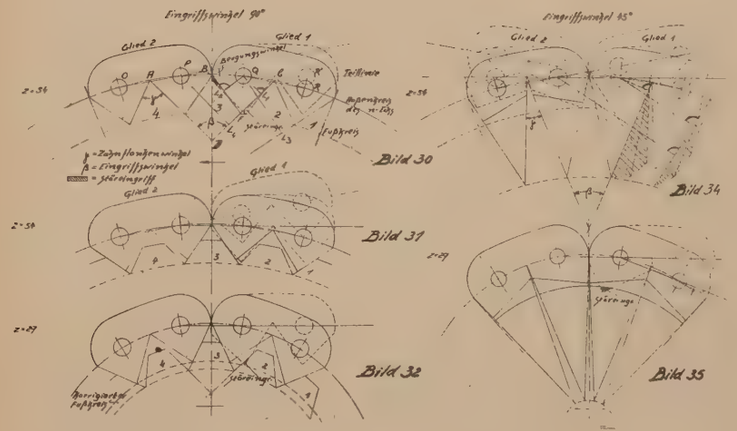


Bild 23
Bild 24
Bild 25
Bild 22.
Bild 26
Bild 27
Bild 28
Bild 29


Eingriffswinkel 90°
Eingriffswinkel 45°
Glied 2
Glied 1
Bild 30
Bild 31
Bild 32
Bild 34
Bild 35

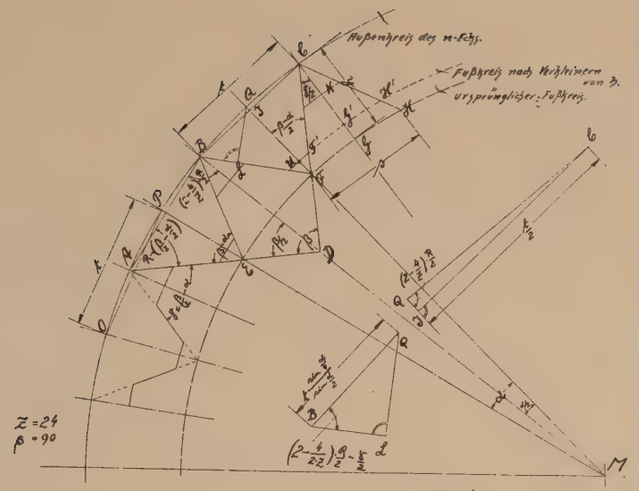


Bild 36

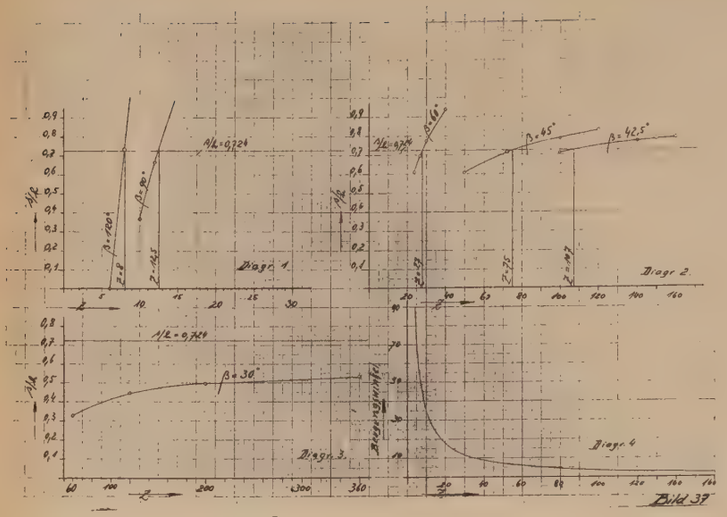


Bild 37

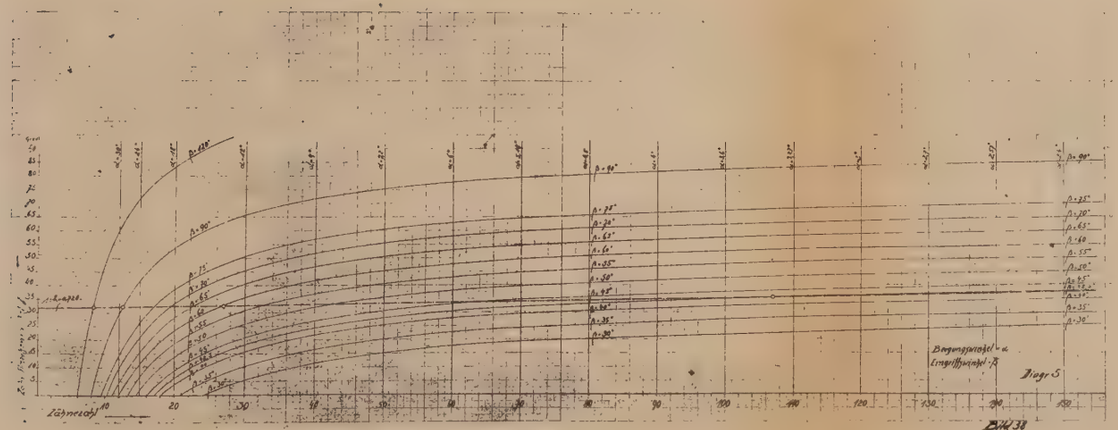
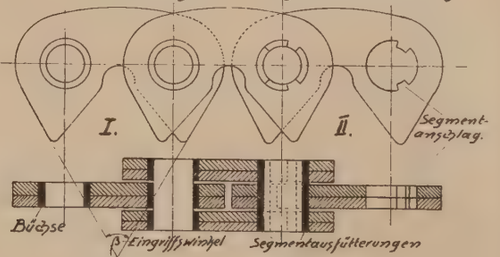


Bild 38

Zahnkettenglieder mit gleitender Reibung.



Zahnkettenglieder mit wälzender Reibung.

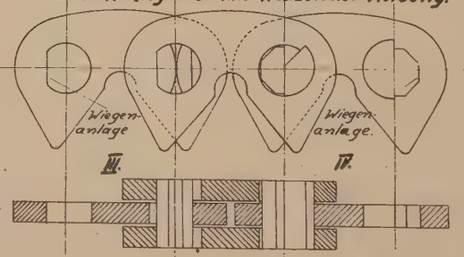
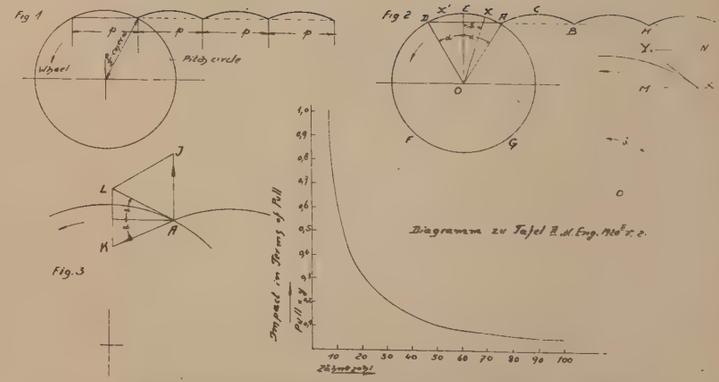


Bild 39



Figuren und Werte zum Diagramm sind entnommen Engineering 1920 II S.

Bild 41

Tabelle V zu Seite 33

$$s:h=\frac{2\cdot\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}}{1-2\cdot\frac{\sin\alpha/_4}{\sin\alpha/_2}\cdot\cos\left[\left(2-\frac{4}{2\cdot z}\right)\cdot\frac{R}{2}-\frac{\gamma}{2}\right]}=\frac{2\cdot\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}}{1-2\cdot\frac{m}{n}}$$

$$\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{z}\right)\frac{R}{2}+\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)$$

β	z	α	$\frac{\gamma}{2}$	$\frac{\alpha}{4}$	$\sin\frac{\alpha}{4}$	$\frac{\alpha}{2}$	$\sin\frac{\alpha}{2}$	$\frac{\sin\frac{\alpha}{4}}{\sin\frac{\alpha}{2}}$	$\frac{4}{2\cdot z}$	$2-\frac{4}{2\cdot z}$	$\left(2-\frac{4}{2\cdot z}\right)\frac{R}{2}$	$\left(2-\frac{4}{2\cdot z}\right)\frac{R}{2}-\gamma/_2$	$\cos\cdot\left[\left(2-\frac{4}{2\cdot z}\right)\frac{R}{2}-\gamma/_2\right]$	$\frac{\sin\alpha/_4}{\sin\alpha/_2}\cdot\cos[\,]=m$	$\frac{4}{z}$	$2-\frac{4}{z}$	$\left(2-\frac{4}{z}\right)\frac{R}{2}$	$\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{z}\right)\frac{R}{2}$	$\frac{\beta-\alpha}{2}$	$\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)$	$\operatorname{ctg}\left(2-\frac{4}{z}\right)\frac{R}{2}+\operatorname{ctg}\left(\frac{\beta-\alpha}{2}\right)=n$	$2\cdot\frac{m}{n}$	$1-2\cdot\frac{m}{n}$	$\frac{\gamma}{2}$	$\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}$	$2\cdot\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}$	$\frac{2\cdot\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}}{1-2\cdot\frac{m}{n}}=\frac{s}{h}$
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.	19.	20.	21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.
120	6	60	0																					0	0,00	0,00	0,00
„	8	45	15	11,25	0,1951	22,5	0,3827	0,51	0,25	1,75	78,75	63,75	0,4423	0,2255	0,5	1,5	67,5	0,4142	37,5	1,303	1,717	0,266	0,734	15	0,2679	0,536	0,731
„	10	36	24	9	0,1564	18	0,3090	0,506	0,2	1,8	81,0	57	0,5446	0,2756	0,4	1,6	72	0,3249	42	1,1106	1,436	0,384	0,616	24	0,4452	0,8904	1,445
„	12	30	30	7,5	0,1305	15	0,2588	0,504	0,1668	1,833	82,485	52,485	0,6088	0,3068	0,33	1,67	75,02	0,2679	45	1,0	1,268	0,484	0,516	30	0,5773	1,1547	2,24
„	18	20	40	5	0,0872	10	0,1736	0,502	0,112	1,888	84,96	44,96	0,708	0,3554	0,22	1,78	80,01	0,1763	50	0,839	1,015	0,71	0,28	40	0,8391	1,6782	6,00
90	10	36	9	9	0,1564	18	0,3090	0,506	0,2	1,8	81	72	0,3090	0,1564	0,4	1,6	72	0,3249	27	1,9626	2,2875	0,1368	0,8632	9	0,1584	0,3168	0,366
„	12	30	15	7,5	0,1305	15	0,2588	0,504	0,1667	1,833	82,485	67,485	0,3826	0,1929	0,334	1,667	75,02	0,2679	30	1,732	2	0,193	0,807	15	0,2679	0,5359	0,664
„	18	20	25	5	0,0872	10	0,1736	0,502	0,111	1,889	85	60	0,5	0,251	0,222	1,778	80,01	0,1763	35	1,4281	1,604	0,312	0,688	25	0,4663	0,9326	1,35
„	30	12	33	3	0,0523	6	0,1045	0,501	0,0667	1,933	86,998	53,998	0,5878	0,2944	0,1334	1,8666	83,97	0,1051	39	1,2349	1,34	0,436	0,564	33	0,6494	1,2988	2,79
60	24	15	15	3,75	0,0659	7,5	0,1305	0,505	0,0833	1,916	86,2	71,2	0,322	0,1535	0,166	0,834	82,53	0,1316	22,5	2,414	2,5456	0,1206	0,8794	15	0,268	0,536	0,61
„	27	13,35	16,67	3,34	0,0581	6,67	0,1161	0,5	0,0741	1,926	86,67	70	0,342	0,171	0,148	1,852	83,34	0,117	23,33	2,3183	2,4353	0,1404	0,8596	16,67	0,2993	0,5986	0,697
„	30	12	18	3	0,0523	6	0,1045	0,5	0,0667	1,933	86,985	68,985	0,3746	0,1873	0,1333	1,8667	85,02	0,0855	24	2,246	2,3335	0,1606	0,8394	18	0,3249	0,6498	0,775
„	40	9	21	2,25	0,0392	4,5	0,0785	0,5	0,05	1,95	87,75	66,75	0,3947	0,1974	0,1	1,9	85,5	0,0787	25,5	2,0965	2,1752	0,1814	0,8186	21	0,3839	0,7678	0,938
45	50	7,2	15,3	1,8	0,031	3,6	0,062	0,5	0,04	1,96	88,2	72,9	0,2937	0,1469	0,08	1,92	86,4	0,0626	18,9	2,918	2,981	0,0984	0,9016	15,3	0,273	0,546	0,605
„	72	5	17,5	1,25	0,022	2,5	0,0436	0,5	0,0278	1,972	88,74	71,24	0,3214	0,1607	0,055	1,945	87,53	0,0437	20	2,747	2,791	0,1152	0,8848	17,5	0,315	0,630	0,712
„	100	3,6	18,9	0,9	0,016	1,8	0,0319	0,5	0,2	1,98	89,1	70,2	0,342	0,342	0,04	1,96	88,2	0,032	20,7	2,651	2,683	0,1272	0,8728	18,9	0,3415	0,683	0,782
„	120	3	19,5	0,75	0,0131	1,5	0,0262	0,5	0,0167	1,983	89,235	67,735	0,3786	0,1893	0,0333	1,9667	88,52	0,0262	21	2,605	2,6312	0,1438	0,8562	19,5	0,354	0,708	0,829
42,5	100	3,6	17,65	0,9	0,0157	1,8	0,0314	0,47	0,02	1,98	89,1	71,45	0,318	0,1444	0,04	1,96	88,2	0,0317	19,45	2,8318	2,8635	0,1008	0,8992	17,65	0,3185	0,673	0,708
„	140	2,57	18,67	0,642	0,0111	1,29	0,0223	0,5	0,0143	1,986	89,356	70,6865	0,331	0,1655	0,0286	1,9714	88,713	0,0203	19,96	2,7475	2,7678	0,1196	0,8814	18,67	0,3378	0,6756	0,768
„	150	2,4	18,85	0,6	0,0105	1,2	0,0209	0,5	0,0133	1,987	89,402	70,5515	0,3321	0,1666	0,0266	1,9734	88,803	0,0209	20,05	2,7475	2,7684	0,1202	0,8798	18,85	0,3411	0,6822	0,778
„	160	2,25	19	0,563	0,0099	1,13	0,0195	0,5	0,0125	1,988	89,437	70,4375	0,3352	0,1676	0,025	1,975	88,875	0,0197	20,125	2,7302	2,7499	0,122	0,878	19	0,3443	0,6886	0,785
30	60	6	9	1,5	0,2618	3	0,0523	0,5	0,0333	1,967	88,47	79,47	0,183	0,0915	0,0666	1,9334	86,985	0,0524	12	4,705	4,7574	0,0384	0,9616	9	0,158	0,316	0,328
„	120	3	12	0,75	0,0131	1,5	0,0262	0,5	0,0167	1,983	89,24	77,235	0,22	0,11	0,0333	1,9667	88,52	0,0262	13,5	4,165	4,1912	0,0524	0,9476	12	0,2126	0,4252	0,449
„	200	1,8	13,2	0,45	0,008	0,9	0,016	0,5	0,01	1,99	89,55	76,35	0,236	0,118	0,02	1,98	89,1	0,016	14,4	3,986	4,002	0,059	0,9409	13,2	0,234	0,468	0,497
„	360	1	14	0,25	0,0044	0,5	0,0087	0,499	0,0056	1,994	89,73	75,3	0,247	0,1232	0,011	1,989	89,51	0,0087	14,5	3,867	3,876	0,0634	0,9366	14	0,249	0,498	0,531

Literatur.

1. Müller, Die moderne Gelenkkette und ihr Entwicklungsgang. Die Fördertechnik 1913, S. 51.
2. Schiefer, Über Kettengetriebe. Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes. 1917, S. 257.
3. Valentin, Automobiltechnisches Handbuch. 1919, S. 255 ff.
4. Praetorius, Geräuschlose Zahnketten. Der Motorwagen 1913. S. 419 ff.
5. Bach, Maschinenelemente a) S. 394 u. 702, b) S. 494.
6. Laudien, Maschinenelemente. 1925.
7. Curtis C. Myers, Sprocket Tooth Outlines and Their Relation to Smooth Driving. Am. Machinist 5. Aug. 1909. S. 263.
8. H. T. Hildage, Transmission of Power by Chains. Engineering 16. Jan. 1914. S. 99.
9. F. M. Lawson, On Chain Driving Theory. Engineering 2. July 1920. S. 1.
10. G. M. Bartlett, The Development of the Roller Chain Drives. Automotive Industries, Vol. XLV v. 25. Aug. 21. New-York Nr. 8.
11. Dinglers Journal. 1833, Band 48, S. 42.
12. E. Roser, Untersuchung des Grissongetriebes. Stuttgart 1901.
13. Schiebel, Zahnräder. Teil I. Springer 1912.
14. Machinery's Handbook. 1914. New-York.
15. Wippermann, Hauptkatalog 1924/25.
16. Wippermann, Katalog über geräuschlos laufende Zahnketten.
17. Autok A.G., Katalog über geräuschlos laufende Zahnketten.
18. Link-Belt-Company, Katalog over Silent Chain Stock Drives.
19. Hamersly, 360-Horse Power Silent Chain Drive. American Machinist 1909. S. 392.
20. Staniar, The Control of Mechanical Power Transmission. Industrial Management. 1926. S. 49.
21. A Grinding Machine Driven by Chains. Am. Machinist 1906. I. S. 682.
22. Chain Drive for Automatic Forming Machines. Am. Mach. 1908. II. S. 418.
23. The Care of Silent Chain. Am. Mach. 1908. II. S. 585.
24. The Renold Bushed Type Silent Chain. Am. Mach. 1904. II. Sep.
25. A Large Power Silent Chain Drive. Am. Mach. 1904. I. S. 520.
26. What has been done in Chain Drive. Am. Mach. 1907. II. 701.
27. The Schmidt Silent Chain Drive. Am. Mach. 1907. II. S. 851.
28. The New Works of Hans Renold Limited. Am. Mach. 1908. I. 417.
29. The English Special Rod Grinding Machine. Am. Mach. 1906. II. S. 229.
30. The Morse Chain on Cone Sprockets. Am. Mach. 1907. II. S. 73.
31. The Fly Cutter in Punch and Die Work. Am. Mach. 1907. II. 109.
32. The Fly Cutter as a Reference Gage. Am. Mach. 1907. II. 577.
33. Nägel, Die Dieselmaschine in Amerika. Z.d.V. 1925. S. 959.
34. Sitzungsbericht der Normungskommission. Motorwagen 1922. S. 517.

Lebenslauf.

Ich, Erich Geister, wurde am 11. Januar 1899 zu Schleusenau, Kreis Bromberg, als Sohn des Eisenbahn-Obersekretärs Maximilian Geister geboren. Von Ostern 1905 bis Ostern 1908 besuchte ich die Seminarübungsschule zu Bromberg und von Ostern 1908 ab das Realgymnasium zu Bromberg, von welchem ich Juni 1915 mit der Versetzung nach Ober-Prima abging, um als Kriegsfreiwilliger in das Heer einzutreten. Meine Reifeprüfung bestand ich in Charleville hinter der Front. Ich war bis zum Waffenstillstand, zuletzt als Leutnant d. R. der Feldartillerie, an der Front und wurde Oktober 1919 aus dem Heeresdienst entlassen. Ich studierte an der Technischen Hochschule zu Breslau, an der ich 1924 mein Dipl.-Hauptexamen ablegte. Von 1924 bis 1926 war ich a. p. Assistent am Lehrstuhl für Wasserkraftmaschinen und Gestaltungslehre IV der Technischen Hochschule Breslau bei Herrn Professor R. Krauß. In dieser Zeit entstand die vorliegende Arbeit, und ich spreche auch an dieser Stelle meinem hochverehrten Herrn Chef den wärmsten Dank für seine Anregung und Anleitung aus. Seit September 1926 bin ich bei der Reichsbahndirektion Breslau als Reichsbahnbauführer.

Gedruckt in der
Buchdruckerei Emil Hampel,
Weißwasser O.-L.